

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mario Dodić

Zagreb, 2017. godine

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

POBOLJŠANJE TERMODINAMIČKE ISKORISTIVOSTI
PLINSKOTURBINSKOG POSTROJENJA

Voditelj rada:

doc. dr. sc. Mislav Čehil, dipl. ing.

Mario Dodić

Zagreb, 2017. godine

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se, prije svega, svom mentoru doc. dr. sc. Mislavu Čehilu na pruženim savjetima, pomoći, korisnim primjedbama te na iskazanom razumijevanju i strpljenju.

Također se zahvaljujem svojoj obitelji, djevojci te svim prijateljima i kolegama na pruženoj podršci tijekom studija i tijekom pisanja ovog rada.

Mario Dodić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: Mario Dodić

Mat. br.: 0035194082

Naslov rada na hrvatskom jeziku: Poboljšanje termodinamičke iskoristivosti
plinskoturbinskog postrojenja

Naslov rada na engleskom jeziku: Thermal efficiency improvement of
gas turbine power plant

Opis zadatka:

Koristeći Ebsilon Professional programski paket potrebno je napraviti osnovni model plinskoturbinskog postrojenja te je potrebno provesti više uobičajenih metoda poboljšanja termodinamičke efikasnosti takvog postrojenja.

Za sve promatrane slučajeve potrebno je u rezultatima prikazati temperature, tlakove i masene protoke u karakterističnim točkama procesa te termodinamičku iskoristivost postrojenja u ovisnosti o vanjskoj temperaturi i opterećenju postrojenja.

U radu treba navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć prilikom izrade rada.

Zadatak zadan:
24. travnja 2017.

Rok predaje rada:
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.
3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.
3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

Doc. dr.sc. Mislav Čehil

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	VI
SUMMARY	VII
1. UVOD.....	1
1.1. Termoenergetska postrojenja	1
1.2. Plinskoturbinsko postrojenje.....	2
1.2.1. Osnovne komponente postrojenja	3
1.2.2. Povijest plinskih turbina i tehnološke inovacije	5
1.2.3. Stupanj djelovanja.....	6
1.2.4. Materijali za izradu plinskoturbinskih postrojenja.....	7
1.2.5. Plinovito gorivo i temperatura zapaljenja	9
2. EBSILON PROFESSIONAL	10
2.1. Postupak proračuna	12
2.2. <i>Design mode</i> i <i>Off-design mode</i>	13
3. MATEMATIČKI MODEL.....	15
3.1. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja	15
3.2. Model s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova	18
3.3. Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove	20
4. REZULTATI	26
4.1. Promjena termodinamičke iskoristivosti postrojenja s promjenom opterećenja	27
4.2. Promjena termodinamičke iskoristivosti postrojenja s promjenom okolišne temperature	30
4.3. Promjena masenog protoka zraka s promjenom opterećenja.....	35
4.4. Promjena tlaka zraka iza kompresora s promjenom opterećenja	37
4.5. Promjena temperature zraka s promjenom opterećenja	40
4.6. Promjena pretička zraka s promjenom opterećenja	44
4.7. Promjena masenog protoka goriva s promjenom opterećenja	47
4.8. Usporedba neto snage na električnom generatoru i snage kompresora s promjenom opterećenja	49
4.9. Promjena termodinamičke iskoristivosti s promjenom temperature dimnih plinova	52
5. ZAKLJUČAK.....	55
LITERATURA.....	57
PRILOZI.....	58

POPIS SLIKA

Slika 1. Shema plinskoturbinskog procesa [3]	2
Slika 2. T,s -dijagram plinskoturbinskog procesa [1].....	3
Slika 3. Radijalni kompresor [1]	4
Slika 4. Aksijalni kompresor [1]	4
Slika 5. Komora izgaranja [1]	5
Slika 6. Plinska turbina proizvođača Alstom [7].....	5
Slika 7. Vremenska čvrstoća austenitnog toplinski visokopostojanog čelika ovisno o trajanju opterećenja i temperaturi [1]	8
Slika 8. Vremenska granica loma za čelik 15Mo3 u logaritamskom mjerilu [1].....	9
Slika 9. Primjer postrojenja u <i>EBSILON</i> -u [12].....	10
Slika 10. Plinska turbina u <i>EBSILON</i> -u	11
Slika 11. Komora izgaranja sa svim ulaznim parametrima u <i>EBSILON</i> -u	11
Slika 12. Primjer upute za kompresor u <i>EBSILON</i> -u.....	12
Slika 13. T,s -dijagram za generator pare u <i>EBSILON</i> -u	13
Slika 14. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u <i>EBSILON</i> -u pri maksimalnom opterećenju	15
Slika 15. T,s -dijagram osnovnog modela plinskoturbinskog postrojenja u <i>EBSILON</i> -u	17
Slika 16. Model s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova u <i>EBSILON</i> -u pri maksimalnom opterećenju.....	18
Slika 17. T,s -dijagram modela s izmjenjivačem otpadne topline u <i>EBSILON</i> -u	19
Slika 18. Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove u <i>EBSILON</i> -u pri maksimalnom opterećenju	20
Slika 19. T,s -dijagram modela s ubrizgavanjem vode u dimne plinove u <i>EBSILON</i> -u	22
Slika 20. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u <i>EBSILON</i> -u pri opterećenju od 90 %	23
Slika 21. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u <i>EBSILON</i> -u pri opterećenju od 80 %	24
Slika 22. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u <i>EBSILON</i> -u pri opterećenju od 65 %	24
Slika 23. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u <i>EBSILON</i> -u pri opterećenju od 50 %	25
Slika 24. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u <i>EBSILON</i> -u pri opterećenju od 40 %	25
Slika 25. Promjena neto snage s promjenom opterećenja	26
Slika 26. Promjena termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela s promjenom opterećenja	27
Slika 27. Promjena termodinamičke iskoristivosti modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja	28
Slika 28. Usporedba termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela i modela s izmjenjivačem s promjenom opterećenja	29
Slika 29. Promjena termodinamičke iskoristivosti modela s ubrizgavanjem vode u dimne plinove	29
Slika 30. Usporedba termodinamičke iskoristivosti svih modela s promjenom opterećenja ...	30
Slika 31. Promjena termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela s promjenom okolišne temperature	31
Slika 32. Promjena termodinamičke iskoristivosti modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom okolišne temperature	32

Slika 33. Promjena termodinamičke iskoristivosti modela s ubrizgavanjem vode s promjenom okolišne temperature	33
Slika 34. Usporedba termodinamičke iskoristivosti svih modela s promjenom okolišne temperature	33
Slika 35. Promjena snage kompresora osnovnog modela s promjenom okolišne temperature	34
Slika 36. Promjena masenog protoka zraka osnovnog modela s promjenom opterećenja	35
Slika 37. Promjena masenog protoka zraka modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja	36
Slika 38. Promjena masenog protoka zraka modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja.....	37
Slika 39. Usporedba promjene masenog protoka zraka svih modela s promjenom opterećenja	37
Slika 40. Promjena tlaka zraka iza kompresora osnovnog modela s promjenom opterećenja.	38
Slika 41. Promjena tlaka zraka iza kompresora modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja	39
Slika 42. Promjena tlaka zraka iza kompresora modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja.....	39
Slika 43. Usporedba promjene tlaka iza kompresora svih modela s promjenom opterećenja .	40
Slika 44. Promjena temperature zraka iza kompresora osnovnog modela s promjenom opterećenja.....	41
Slika 45. Promjena temperature zraka iza kompresora modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja	41
Slika 46. Promjena temperature zraka iza kompresora modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja	42
Slika 47. Promjena temperature zraka na ulazu u komoru izgaranja kod modela s izmjenjivačem s promjenom opterećenja	43
Slika 48. Usporedba temperature zraka na ulazu u komoru izgaranja svih modela s promjenom opterećenja	43
Slika 49. Promjena pretička zraka osnovnog modela s promjenom opterećenja	44
Slika 50. Promjena pretička zraka modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja.....	45
Slika 51. Promjena masenog protoka vode s promjenom pretička zraka.....	46
Slika 52. Promjena masenog protoka goriva osnovnog modela s promjenom opterećenja	47
Slika 53. Promjena masenog protoka goriva modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja	48
Slika 54. Usporedba masenog protoka goriva osnovnog modela i modela s izmjenjivačem s promjenom opterećenja	48
Slika 55. Promjena masenog protoka goriva modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja.....	49
Slika 56. Usporedba neto snage na generatoru i snage kompresora osnovnog modela s promjenom opterećenja	50
Slika 57. Usporedba neto snage na generatoru i snage kompresora modela s izmjenjivačem s promjenom opterećenja	51
Slika 58. Usporedba neto snage na generatoru i snage kompresora modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja.....	52
Slika 59. Promjena termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela s promjenom ulazne temperature dimnih plinova.....	53
Slika 60. Promjena termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela s promjenom izlazne temperature dimnih plinova.....	54

POPIS TABLICA

Tablica 1. Sastav dimnih plinova	21
Tablica 2. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti o promjeni opterećenja	27
Tablica 3. Gustoća zraka pri različitim temperaturama	30
Tablica 4. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti o promjeni okolišne temperature	31
Tablica 5. Ovisnost snage kompresora osnovnog modela o temperaturi okoliša	34
Tablica 6. Ovisnost masenog protoka zraka o promjeni opterećenja.....	35
Tablica 7. Ovisnost tlaka zraka iza kompresora o promjeni opterećenja.....	38
Tablica 8. Ovisnost temperature zraka iza kompresora o promjeni opterećenja.....	40
Tablica 9. Ovisnost temperature zraka na ulazu u komoru izgaranja kod modela s izmjenjivačem o promjeni opterećenja.....	42
Tablica 10. Ovisnost pretička zraka o promjeni opterećenja	44
Tablica 11. Ovisnost masenog protoka vode o promjeni pretička zraka	46
Tablica 12. Ovisnost masenog protoka goriva o promjeni opterećenja	47
Tablica 13. Ovisnost neto snage na generatoru i snage kompresora o promjeni opterećenja..	50
Tablica 14. Ovisnost neto snage na generatoru i snage kompresora modela s ubrizgavanjem vode o promjeni opterećenja	51
Tablica 15. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela o promjeni ulazne temperature dimnih plinova.....	52
Tablica 16. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela o promjeni izlazne temperature dimnih plinova.....	54

POPIS OZNAKA

OZNAKA	MJERNA JEDINICA	OPIS
η	-	termički stupanj djelovanja
W	J	neto rad procesa
Q_{23}	J	dovedena toplina u procesu
Q_{41}	J	odvedena toplina u procesu
P_{gen}	W, kW, MW	neto snaga na električnom generatoru
P_p	W	snaga pumpe
P_k	MW	snaga kompresora
$q_{m,g}$	kg/s, kg/h	maseni protok goriva
$q_{m,dp}$	kg/s, kg/h	maseni protok dimnih plinova
$q_{m,zr}$	kg/s	maseni protok zraka
$q_{m,w}$	kg/s	maseni protok vode
H_d	kJ/kg	donja ogrjevna vrijednost goriva
p_a	bar	atmosferski tlak
T_a	°C	temperatura okoliša
p_k	bar	tlak na izlazu iz kompresora
$T_{dp,ul}$	°C	temperatura ulaza dimnih plinova u turbinu
$T_{dp,izl}$	°C	temperatura izlaza dimnih plinova iz turbine
λ	1 (mol/mol)	pretičak zraka
L_{min}	mol/mol	minimalna količina zraka
L_{stv}	mol/mol	stvarna količina zraka

SAŽETAK

Cilj ovog rada bio je napraviti matematički model plinskoturbinskog postrojenja i matematičke modele s poboljšanom termodinamičkom iskoristivošću koristeći program *EBSILON Professional*. Napravljena su tri matematička modela od kojih je prvi osnovni model plinskoturbinskog postrojenja. Drugi model je s izmjenjivačem otpadne topline, gdje se toplina na izlazu iz plinske turbine iskorištava za zagrijavanje zraka u izmjenjivaču prije ulaska u komoru izgaranja, a u trećem modelu koristi se ubrizgavanje vode u dimne plinove. Napravljena je detaljna analiza svih bitnih parametara koji utječu na iskoristivost postrojenja kao što su tlak, temperatura i maseni protok. Kroz niz simulacija u zadanom programskom paketu obuhvaćeni su svi relevantni parametri te je pokazano kako i u kojoj mjeri utječu na iskoristivost u određenim režimima rada. Dijagrami i rezultati su dobiveni pomoću paketa *EBSILON Professional* i *Microsoft Excel*.

Ključne riječi: *EBSILON Professional*, model, plinskoturbinsko postrojenje, iskoristivost

SUMMARY

The aim of this assignment was to make a mathematical model of a gas-turbine power plant and mathematical models with improved thermodynamic efficiency using the *EBSILON Professional* program. Three mathematical models have been made, of which the first was basic model of a gas-turbine plant. The other model is with a heat exchanger of exhaust gases, where heat from gas turbine outlet is used for heating air in heat exchanger before entering the combustion chamber, and the third model uses injecting water into flue gases. A detailed analysis of all the essential parameters affecting plant efficiency such as pressure, temperature and mass flow has been made. Through a series of simulations, all relevant parameters are covered by the default program package, and it shows how and to what extent they affect the efficiency of certain operating modes. Diagrams and results were obtained using *EBSILON Professional* and *Microsoft Excel*.

Keywords: *EBSILON Professional*, model, gas turbine power plant, efficiency

1. UVOD

Današnje moderno društvo za normalno funkcioniranje treba veliku količinu energije. Iz dana u dan pojavljuju se novi uređaji, populacija raste te sukladno tome potreba za energijom raste. Grade se energetska postrojenja velikih snaga, a svakog dana se pokušavaju pronaći načini za poboljšanje iskoristivosti tih postrojenja. Naime, iskoristivost prosječne termoelektrane se kreće u granicama od 35 do 40 % što znači da se više od polovice energije nepovratno gubi. Gubici energije su otpadna toplina koja se izbacuje u okoliš i gubici u sustavu kroz, primjerice, kondenzator i kompresor.

1.1. Termoenergetska postrojenja

Termoenergetsko postrojenje sastoji se od različitih dijelova i uređaja koji sudjeluju u pretvorbi energije. Dijelovi postrojenja su kompresor, turbina, kondenzator, pumpa, električni generator i mnogi drugi. Kemijska energija goriva se u termoenergetskim postrojenjima pretvara u toplinsku energiju koju preuzima radni medij, a zatim se prenosi do turbine gdje se proizvodi mehanička energija. Proizvedeni dimni plinovi su visokih temperatura što proizvodi paru visokih parametara u generatorima pare ili rad u plinskim turbinama. Termoenergetska postrojenja služe za proizvodnju električne i/ili toplinske energije.

Izgradnja jednog termoenergetskog objekta je kompleksna i sastoji se od nekoliko međusobno ovisnih čimbenika. Prvo se mora razmotriti zahtjev za kapacitetom elektrane ovisno o godišnjoj vršnoj potrošnji energije. Vršna potrošnja ovisi o klimi, najčešće je zimi osim u vrućim klimatskim zonama gdje je vršna potrošnja ljeti. Elektrane se najčešće ne projektiraju za vršna opterećenja jer je ekonomski neisplativo zbog toga što se vršno opterećenje javlja nekoliko puta godišnje. Projektiraju se za prosječnu potrošnju, a razlika između vršnog i prosječnog opterećenja se nadomješta drugim elektranama u elektroenergetskom sustavu. Osnovni zadatak elektrana je proizvodnja potrebne količine energije koja je u datom trenutku potrebna potrošaču. Prije samog projektiranja termoenergetskog postrojenja potrebno je proučiti faktore bitne za rad takvog postrojenja: tip i namjena postrojenja, lokacija, opskrba i skladištenje goriva, odlaganje pepela i šljake ako je prisutno, opskrba vodom, prometnice i još mnoge druge. Također, posljednjih godina se sve više mora razmotriti utjecaj na okoliš zbog globalnog zatopljenja te se rade procjene utjecaja na okoliš i studije utjecaja na okoliš.

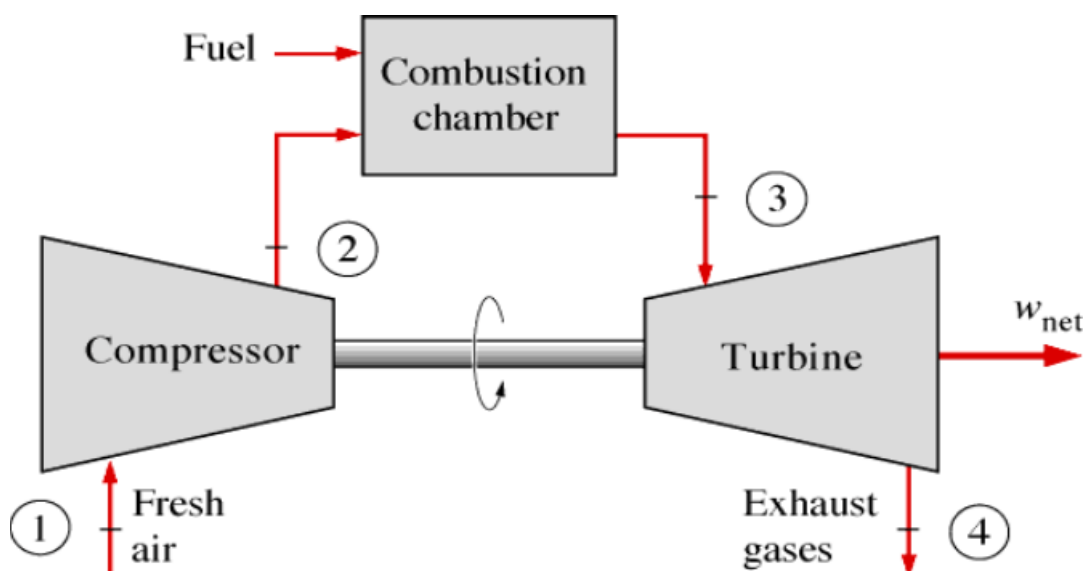
Termoenergetska postrojenja se, s obzirom na vrstu goriva i procesa koji obavljaju, dijele na:

- parnoturbinska postrojenja
- plinskoturbinska postrojenja
- nuklearna postrojenja
- kogeneracijska postrojenja
- kombinirana postrojenja
- motore s unutarnjim izgaranjem

S obzirom na to da se kroz čitav rad proučava samo plinskoturbinsko postrojenje, detaljnije će se opisati rad jednog takvog postrojenja, a ostala postrojenja su navedena informativno.

1.2. Plinskoturbinsko postrojenje

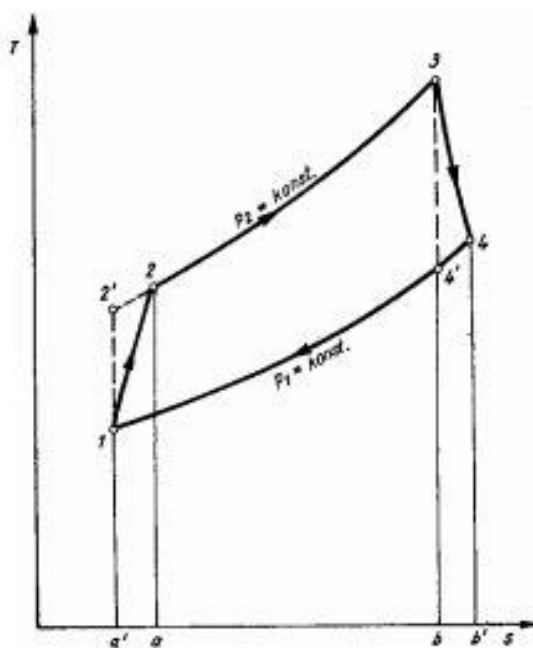
Osnovne komponente jednog plinskoturbinskog postrojenja su kompresor, komora izgaranja i turbina, kako je prikazano na shemi postrojenja (Slika 1.). Vidljivo je iz sheme da su kompresor i turbina spojeni na isto vratilo, pa se dio turbinskog rada troši na komprimiranje zraka u kompresoru [4].



Slika 1. Shema plinskoturbinskog procesa [3]

Kompresor usisava zrak okolišnog stanja 1 i komprimira ga do stanja 2. Zrak ulazi u komoru izgaranja u koju se ubrizgava gorivo te se izgaranjem izobarno podiže toplinsko stanje zračka do

točke 3. Nastali dimni plinovi ulaze u turbinu u kojoj ekspandiraju do atmosferskog tlaka, stanje 4. Dimni plinovi odlaze u atmosferu, a u kompresor se usisava svježi zrak. Kružni proces je zatvoren time, ali u stvarnosti je to otvoren proces jer nema linije promjene stanja od 4 do 1. Ovaj proces (Slika 2.) je poznat pod nazivom *Braytonov ciklus* u čast američkom inženjeru *Georgeu Braytonu* koji je 1872. godine izumio stroj s unutarnjim izgaranjem pri konstantnom tlaku koji je osnova današnjih plinskih turbina. U T,s -dijagramu su prikazani idealni (1-2'-3-4') i realni proces (1-2-3-4).

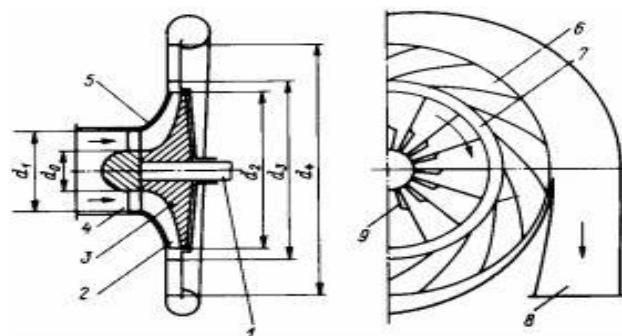


Slika 2. T,s -dijagram plinskoturbinskog procesa [1]

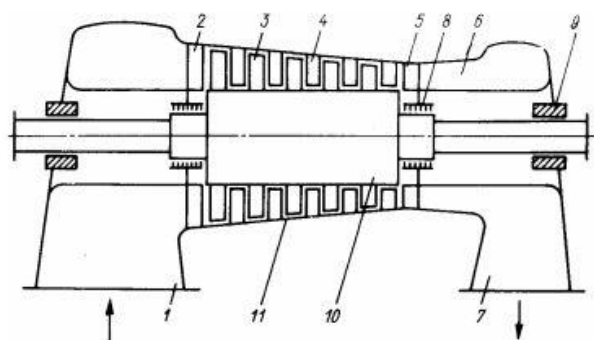
1.2.1. Osnovne komponente postrojenja

KOMPRESOR

Kompresor pogoni turbina, a rad kompresora je približno $2/3$ neto snage turbine. Postoje dvije vrste kompresora koje se koriste u plinskoturbinskim postrojenjima: aksijalni i radijalni kompresor. U aksijalnim kompresorima zrak protječe u smjeru vratila kroz statorsche i rotorske lopatice, a u radijalnim kompresorima smjer kretanja zraka je radijalan na rotorsko kolo [1].



Slika 3. Radijalni kompresor [1]



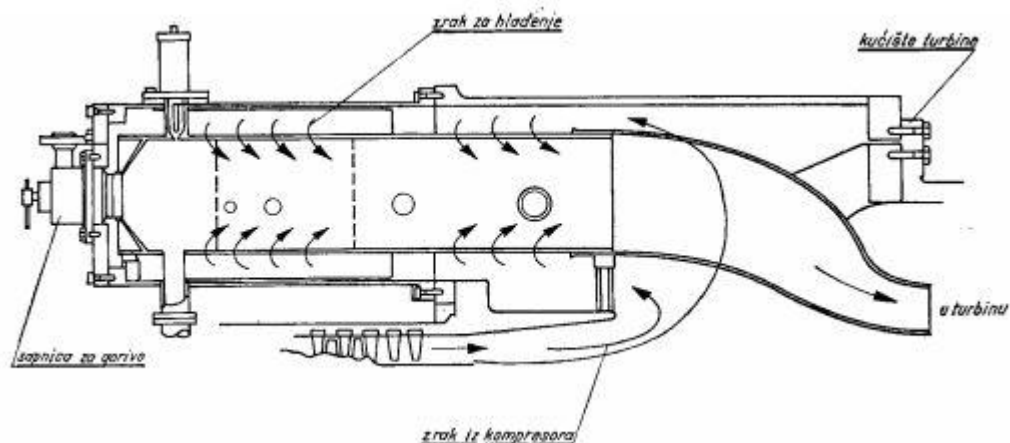
Slika 4. Aksijalni kompresor [1]

Radijalni kompresori (Slika 3.) su lakši i ostvaruju visoku efikasnost za manje kompresijske omjere (4:1). Za veća postrojenja i veće kompresijske omjere (12-20) je efikasniji aksijalni kompresor (Slika 4.)

KOMORA IZGARANJA

U komoru izgaranja (Slika 5.) se dovodi gorivo komprimiranom zraku, nastaje proces izgaranja kojim se proizvode dimni plinovi koji su radna tvar u plinskoj turbini. Komora izgaranja se sastoji od dvaju cilindara. Unutarnji cilindar je mjesto izgaranja te se u njemu stvaraju vrlo visoke temperature. Komprimirani zrak struji kroz prstenasti otvor između dvaju cilindara te se zagrijava što uzrokuje bolje izgaranje. Također, štiti vanjski cilindar od visokih temperatura. Komore izgaranja trebaju osigurati [1]:

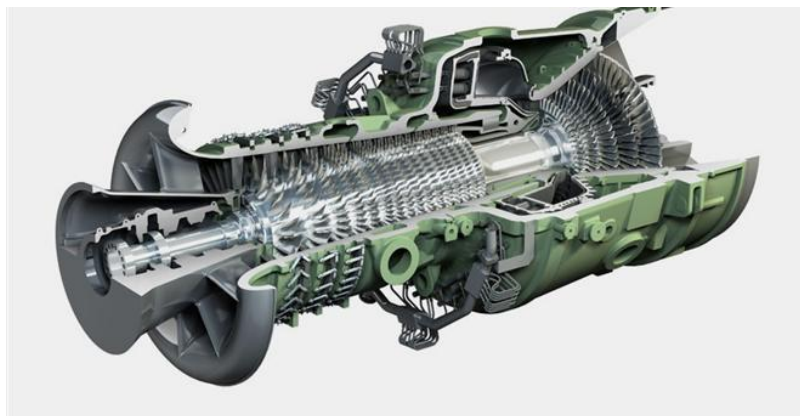
- stabilno izgaranje u širokom spektru opterećenja
- što manji gubitak tlaka u komori
- na izlazu iz komore jednoličnu raspodjelu temperatura dimnih plinova



Slika 5. Komora izgaranja [1]

TURBINA

Plinska turbina (Slika 6.) je energetska stroj koji pretvara kinetičku energiju dimnih plinova u koristan mehanički rad. Ovisno o izvedbi ima 2-8 turbinskih stupnjeva. Dijele se na plinske turbine otvorenog sustava i zatvorenog sustava. Otvoreni sustav je najčešća izvedba zbog ekonomičnosti i jednostavnosti, a upravo takav sustav se koristi i u ovome radu.



Slika 6. Plinska turbina proizvođača Alstom [7]

1.2.2. Povijest plinskih turbina i tehnološke inovacije

Prvi patent na plinsku turbinu je 1791. godine dobio *John Barber* u Engleskoj. U komori izgaranja miješali su se plin i zrak te je došlo do točke zapaljenja, odnosno do izgaranja. Plinovi, nastali izgaranjem, prenijeli su se do turbinskog kola [5]. U idućem razdoblju nekoliko inovatora se bavilo plinskim turbinama, a u daljnjem izlaganju navest će se izumi u novijoj povijesti, počevši od prvih plinskih turbina koje su proizvodile električnu energiju.

U Švicarskoj 1939. godine *Brown Boveri* proizvodi prve plinske turbine za proizvodnju električne energije. Te godine je započeo Drugi svjetski rat te je razvoj plinskih turbina išao u smjeru konstruiranja mlaznih motora za zrakoplove. U pedesetima se ispituju mogućnosti primjene plinskih turbina za pogon lokomotiva, brodova i cestovnih vozila. Upotrebljavaju se jednostavni ciklusi s kompresijskim omjerima oko 12 i iskoristivošću do 25 %. Plinske turbine se tijekom šezdesetih godina koriste u elektranama s vršnim opterećenjem zbog mogućnosti brzog starta [1].

U Oklahomi je 1963. godine *General Electric* instalirao prvo veliko postrojenje s kombiniranim ciklusom. Ispuh plinske turbine je koristio kao zrak za izgaranje u generatoru pare kojim se pokretala parna turbina. Do sredine sedamdesetih *General Electric*, *Westinghouse* i *Brown Boveri* projektiraju i grade kombinirana postrojenja koja postižu stupnjeve djelovanja do 41 %, ali bez grijanja ispuha plinske turbine prije ulaska u generator pare [1].

Od 1970. godine sve više se poboljšava pouzdanost, smanjena je emisija štetnih tvari, a stupanj iskoristivosti plinskoturbinskih postrojenja je udvostručen. Važna tehnološka poboljšanja, kao što su vrste materijala, metode hlađenja te dizajn komore izgaranja, dovela su do povećanja stupnja iskoristivosti.

1.2.3. Stupanj djelovanja

Termički stupanj djelovanja η pokazuje kolika je efikasnost procesa. Definiran je kao omjer neto rada i uložene topline tj. koliko džula mehaničkog rada se dobije na uloženi jedan džul toplinske energije [4]

$$\eta = \frac{W}{Q_{23}} \quad (1.1.)$$

Referirajući se na T,s -dijagram *Braytonovog procesa* (Slika 2.), vidljivo je da je dovedena toplina Q_{23} dok je odvedena toplina Q_{41} . Analogno tome, neto rad procesa je

$$W = Q_{23} - Q_{41}. \quad (1.2.)$$

Ako se jednačba (1.2.) uvrsti u jednačbu (1.1.) dobiva se jedan oblik jednačbe za termički stupanj djelovanja

$$\eta = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} \quad (1.3.)$$

iz koje je vidljivo da je termički stupanj djelovanja uvijek manji od jedinice što znači da se dio toplinske energije uvijek gubi. Taj gubitak je najveći na izlazu iz turbine jer izlaze dimni plinovi visokih temperatura u odnosu na temperaturu okoliša.

Neto rad će se kod plinskoturbinskog postrojenja zamijeniti s neto snagom na električnom generatoru, dok je dovedena toplina onaj toplinski tok koji je uložen plinskim gorivom. Sukladno tome, izraz koji će se koristiti u daljnjem izlaganju je

$$\eta = \frac{P_{gen}}{q_{m,g} \cdot H_d} \quad (1.4.)$$

gdje je P_{gen} neto snaga na električnom generatoru u kW, $q_{m,g}$ maseni protok goriva u kg/s, a H_d donja ogrjevna vrijednost goriva u kJ/kg.

Termički stupanj djelovanja je pokazatelj koliko energije se gubi, a koliko se može iskoristiti u postrojenju. Stoga je bitno da bude što veći kako bi se povećala produktivnost samog postrojenja. Postoji nekoliko metoda kako se može analizirati promjena stupnja djelovanja, a u ovom radu će se analizirati dvije varijante promjene termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Ovisi prvenstveno o ulaznoj temperaturi dimnih plinova u plinsku turbinu i kompresijskom omjeru, kao i o režimu rada.

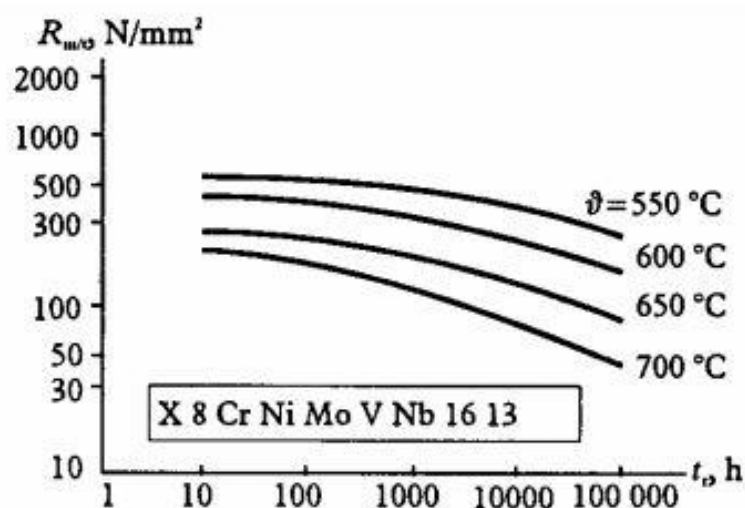
1.2.4. Materijali za izradu plinskoturbinskih postrojenja

U termoenergetskim postrojenjima materijali su izloženi visokim i vrlo visokim temperaturama te se mora pažljivo odabrati koji materijali će se upotrijebiti u postrojenju. Za razliku od umjerenih temperatura (do 350 °C) elemenata u postrojenjima, kod visokih temperatura istezanje i naprezanje postaju vremenski ovisni i ne slijede *Hookeov zakon*. Materijali su podložni puzanju te plastičnim i elastičnim deformacijama. Osim mehaničkih zahtjeva, materijali na visokim temperaturama moraju zadovoljiti i kemijske zahtjeve. Moraju biti kemijski postojani na visokim temperaturama, otporni na agresivne plinove i vatru te otporni na oksidaciju. S obzirom na te činjenice, postepeno je došlo do traženja toplinski otpornih materijala.

Nastojalo se upotrijebiti feritne čelike koji imaju mali postotak dijelova za legiranje (samo sadržaj kroma prelazi 10%). Njihova toplinska vodljivost je velika te toplinska rastezljivost odgovara približno rastezljivosti običnih čelika. To je prilično važno kod turbinskih diskova i rotora jer bi slaba toplinska vodljivost i visoka toplinska rastezljivost povećale mogućnost toplinskih deformacija. Kod ovih materijala najvišu čvrstoću kod zagrijavanja postižu oni s 13 % Cr i nekih drugih dodataka. Gornja granica ovih materijala je između 550 °C i 600 °C.

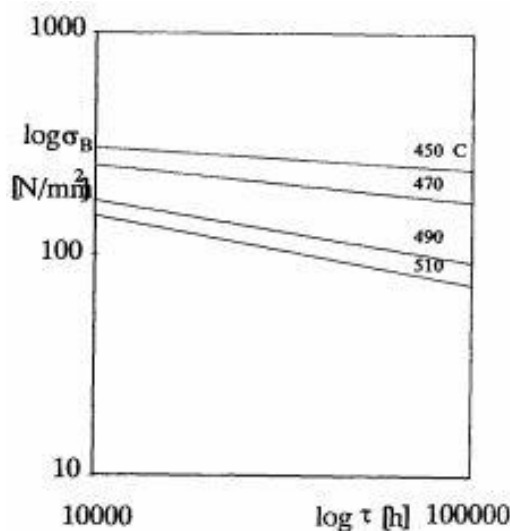
Iznad ove granice moraju se upotrijebiti visokolegirani austenitni čelici. Prednost im je visoka toplinska otpornost, a nedostatak vrlo visoka cijena u odnosu na feritne čelike. Visoko legirani čelici su vrlo skupi, stoga se za projektiranje energetskog postrojenja mora napraviti vrlo detaljna ekonomska analiza. Potrebno je napraviti kvalitetno postrojenje, ali sa što manje troškova kako bi bilo isplativo. Najčešće se konstrukcijski spajaju ferit i austenit jer su često austeniti više toplinski rastezljivi. Primjerice, osovina se izradi od feritnog čelika, a na nju se pričvrste diskovi od austenitnog čelika. Maksimalne temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu kreću se oko 1600 °C [13].

Na životni vijek elementa postrojenja utječu statička i dinamička opterećenja. Utjecaj statičkih opterećenja promatra se preko vremena izloženosti elemenata pogonskom tlaku i temperaturi, a dinamička opterećenja se uzimaju u obzir kroz promjenu opterećenja uz određeni temperaturni gradijent. Na slici 7. vidi se kako s povećanjem temperature opada vremenska čvrstoća materijala.



Slika 7. Vremenska čvrstoća austenitnog toplinski visokopostojanog čelika ovisno o trajanju opterećenja i temperaturi [1]

Osnovni problem u razvijanju toplinski otpornih materijala je nemogućnost provedbe ispitivanja. Ako je potrebno ispitati otpornost materijala na puzanje pri 100 000 sati u pogonu, to bi trajalo 12 godina na visokim temperaturama. Međutim, upotrebljavaju se logaritamska mjerila koja pokazuju linearnu zavisnost i pri manjem broju ispitivanja (Slika 8.).



Slika 8. Vremenska granica loma za čelik 15Mo3 u logaritamskom mjerilu [1]

1.2.5. Plinovito gorivo i temperatura zapaljenja

Prirodni plin je drugo najvažnije fosilno gorivo za proizvodnju električne energije nakon ugljena. Iako je povijest prirodnog plina kao goriva dugačka, tek krajem 20. st. njegova je upotreba drastično porasla zbog razvoja visoko učinkovitih kombiniranih postrojenja. Takva postrojenja su jeftina za izgradnju i mogu proizvoditi jeftinu energiju ako je cijena plina niska. Također, emitiraju manje ugljičnog dioksida od elektrana na ugljen [9]. U plinskim podzemnim ležištima prirodni plin se nalazi pod tlakom te se bušenjem na veliku dubinu dovodi na površinu. Prirodni plin se do potrošača dovodi plinovodima i posebnim brodovima za prijevoz plina u ukapljenom stanju (radi smanjenja volumena).

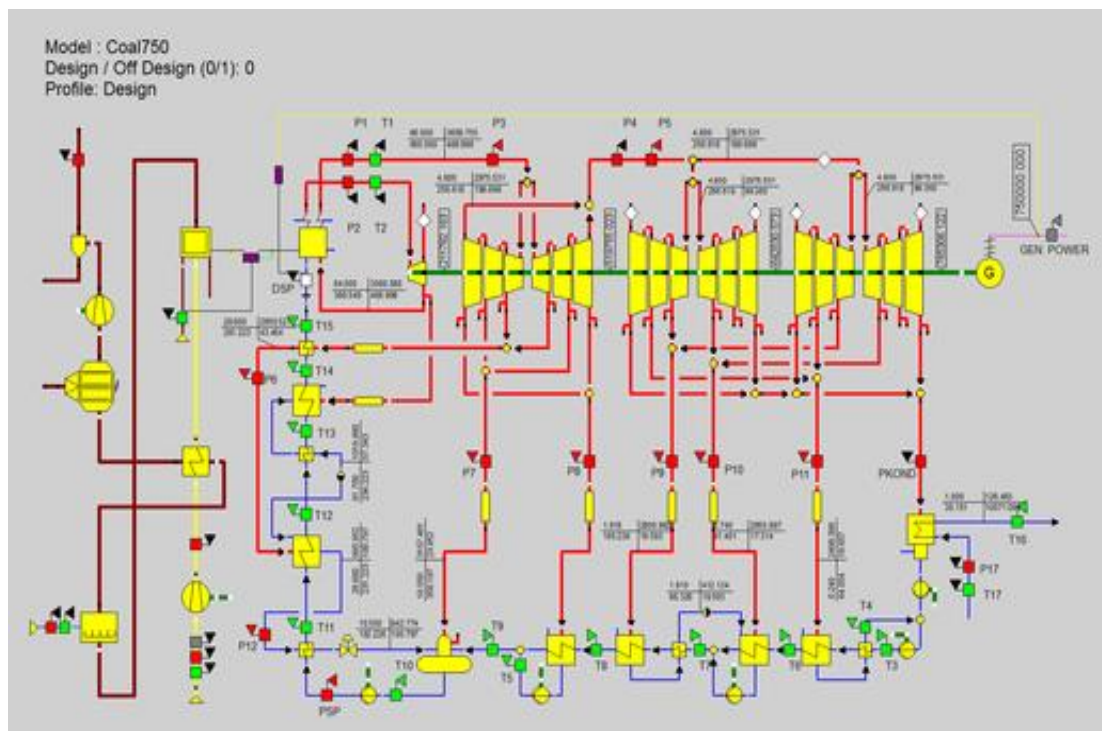
Temperatura zapaljenja goriva nema svoje jednoznačno svojstvo nego ovisi o okolišnim uvjetima u kojima se gorivo nalazi. Ona je funkcija brzine kemijske reakcije pri oksidaciji i brzine odvođenja topline prema okolišu. Ako se brže oslobađa topline izgaranjem nego što se odvodi prema okolišu, temperatura raste i doći će do zapaljenja goriva, a ako je obrnuta situacija gorivo će se ugasiti [10].

2. EBSILON PROFESSIONAL

EBSILON Professional je program u kojem se vrši simulacija kružnih termodinamičkih procesa i koristi se za projektiranje, modeliranje i optimizaciju postrojenja.

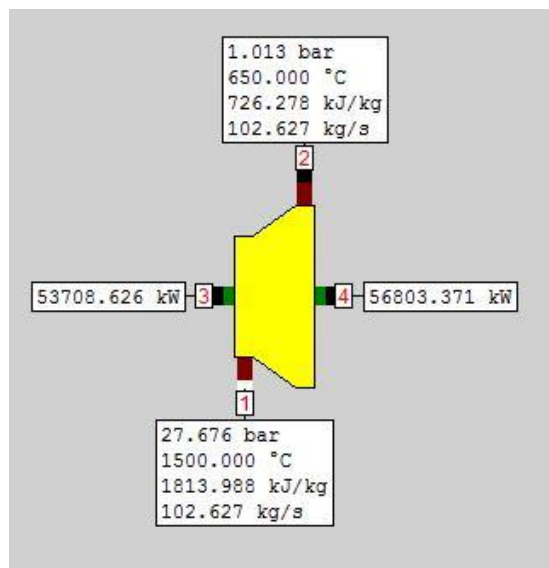
Izumio ga je *Johannes Janicka* 1991. godine. U početku je korišten u *DOS* operativnom sustavu i računale su se jednostavnije operacije. Nakon uspješne prve verzije kompanija *SOFBID*, koja je kasnije prodana *STEAG* grupi, započela je s distribucijom te se program počeo upotrebljavati u termodinamičkim postrojenjima. *STEAG* grupa je jedna od najvećih njemačkih kompanija te peti najveći njemački proizvođač električne energije. Sjedište grupe je u njemačkom gradu Essen, a ukupno imaju osam velikih postrojenja u Njemačkoj te još tri u Turskoj, Kolumbiji i na Filipinima. U Njemačkoj imaju još nekoliko manjih postrojenja.

Kao program za modeliranje termodinamičkih procesa, softver nudi različite mogućnosti za projektiranje i simuliranje velikog broja postrojenja i procesa (parnoturbinska postrojenja, plinskoturbinska postrojenja, kogeneracijska postrojenja, rashladni tornjevi...) u kojima se računa termodinamička iskoristivost i simulira režim rada za različita opterećenja. U novijim verzijama postoji mogućnost projektiranja solarnih postrojenja. Shema postrojenja (Slika 9.) je prikazana preko jednostavnog grafičkog sučelja.



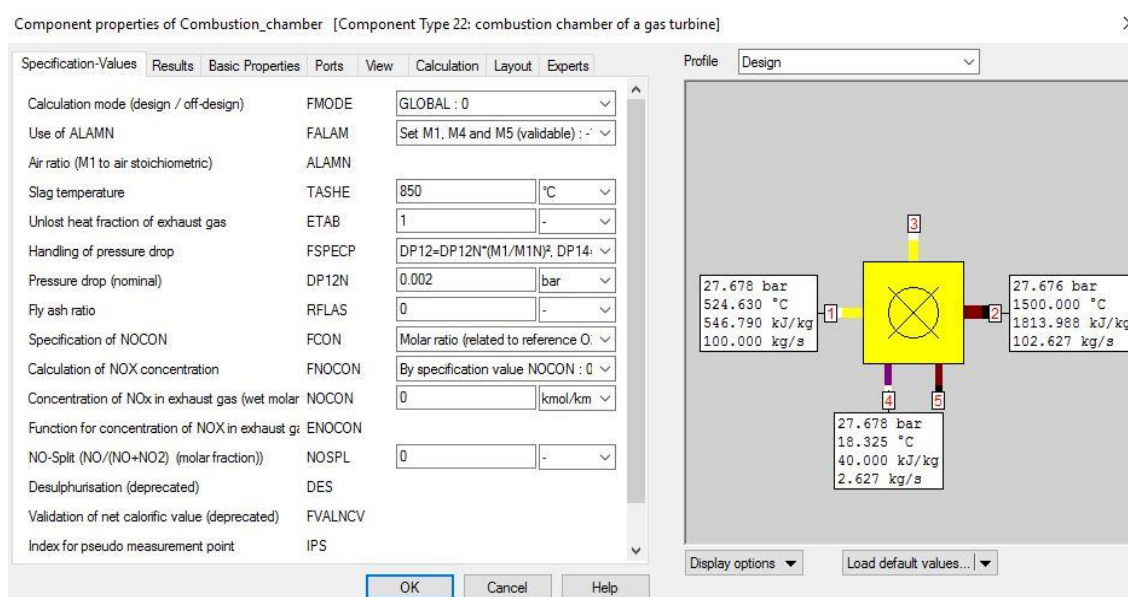
Slika 9. Primjer postrojenja u *EBSILON*-u [12]

Na radnoj površini se slažu komponente (pumpa, kompresor, turbina, ventili...) koje su prikazane simbolima (Slika 10.) te se međusobno povezuju vodovima. *EBSILON* ima 125 komponenti i širok spektar raznih vodova koji ih povezuju, a uključuju vodene, plinske, parne i mnoge druge. Također, postoje logički vodovi i komponente preko kojih se određeni parametar postavlja fiksno preko promjene nekog drugog parametra.



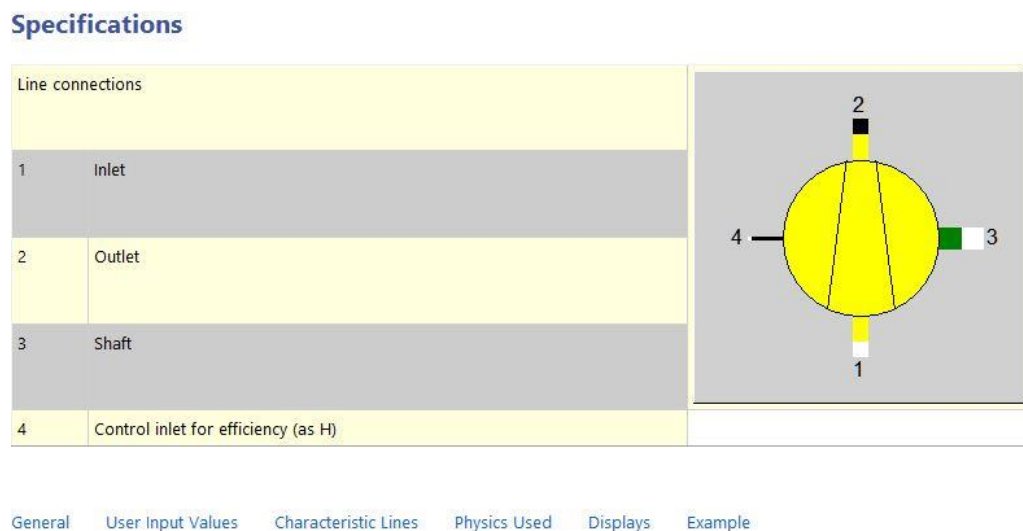
Slika 10. Plinska turbina u *EBSILON*-u

Svaka komponenta ima čitav niz funkcija i naredbi koje preko zadanih parametara te zakona očuvanja mase i energije proračunavaju vrijednosti određenog elementa (Slika 11.).



Slika 11. Komora izgaranja sa svim ulaznim parametrima u *EBSILON*-u

Svaka od 125 komponenti kao i vodovi imaju upute (Slika 12.) u kojima je detaljno opisan svaki ulazni parametar kao i funkcija određene komponente u sustavu. Također, ponuđena je i *demo* verzija u kojoj se može vidjeti kako se pravilno parametrizira komponenta. Upute su izrazito bitne s obzirom na to da nema previše objašnjenja o samom programu osim nekoliko kratkih videa koji se više baziraju na općeniti uvod u *EBSILON*.



General

The pressure at the outlet of the compressor must be specified e.g. with the component 33 (start value).

For Component 24 (Compressor/fan) there is **no pressure calculation**; here FCHR has been replaced by FSPECH.

Slika 12. Primjer upute za kompresor u *EBSILON*-u

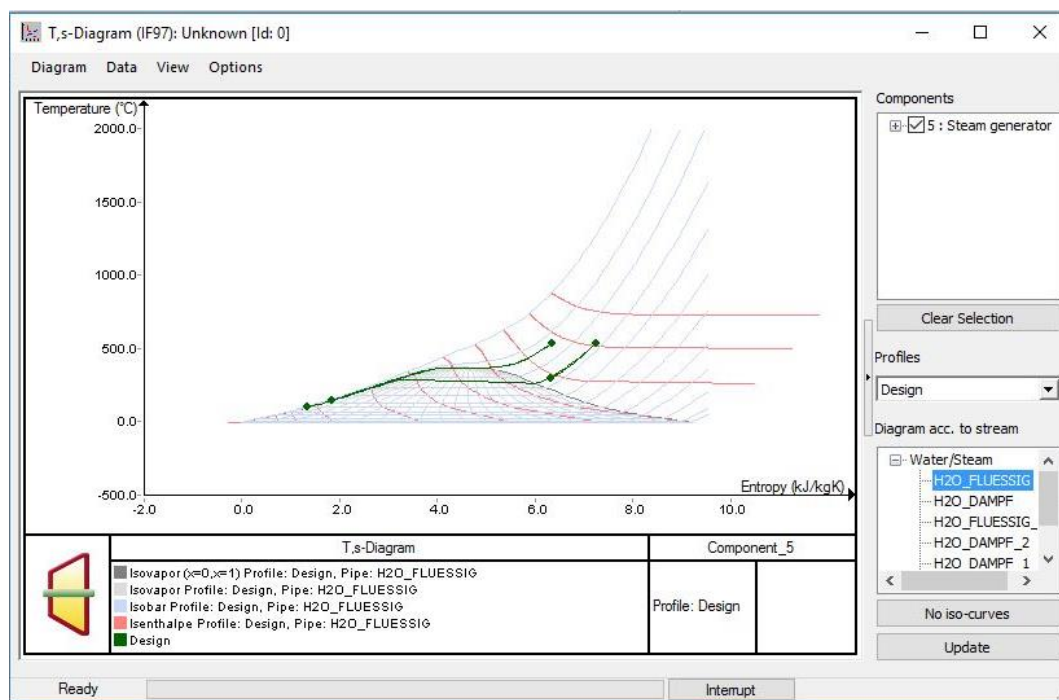
2.1. Postupak proračuna

Nakon što se zadaju početni uvjeti te ispravno povežu komponente, može se pokrenuti simulacija sustava. Pokretanjem simulacije započinje iterativni postupak. Svaki iteracijski korak se zapisuje u matričnom obliku, a na kraju se dobije matrični linearni sustav karakterističnih jednadžbi. Zatim se konačno rješenje sustava pronalazi metodom *Gauss-Seidel*.

Uz ponuđene funkcije, koje se računaju automatski, korisnik može kreirati i dodatnu funkciju koristeći vlastiti programski kod. Taj kod se bazira na programskom jeziku *EbScript* prema *PASCAL*-u.

U *EBSILON*-u se podaci mogu prikazati preko različitih dijagrama, kao što su T,s -dijagram (Slika 13.), h,s -dijagram i q,T -dijagram. Također, podaci se mogu ispisati tablično povezujući

se s ostalim programima kao npr. *MATLAB* i *Microsoft Excel*. U ovom radu će se dobiveni rezultati prikazati upravo preko *Microsoft Excel*-a.



Slika 13. *T,s*-dijagram za generator pare u *EBSILON*-u

2.2. Design mode i Off-design mode

EBSILON Professional nudi dva načina rada za karakterizaciju modela i simulaciju sustava, a to su *design mode* i *off-design mode*.

U *design mode*-u simulacija se računa uz pretpostavku punog opterećenja (100 %) sustava. Za svaku komponentu u sustavu unose se parametri (tlak, temperatura, maseni protok) koji se spremaju i osnova su proračuna u *off-design mode*-u. Raspored komponenti i izgled postrojenja su definirani u ovom načinu rada, a rezultati se računaju preko jednadžbi pohranjenih u komponentama. *Design mode* je glavni profil sustava u *EBSILON*-u, a referentne vrijednosti u ovom načinu rada određuju tijek proračuna u *off-design*-u.

Off-design mode je drugi način rada kod kojega se simulacija računa uz pretpostavku djelomičnog opterećenja sustava (npr. 70 %). U realnim postrojenjima uglavnom se radi s djelomičnim opterećenjem, stoga je ovaj način rada vrlo zanimljiv. U *EBSILON*-u se kreira novi profil za *off-design mode* koji je neovisan o *design mode*-u, ali preuzima raspored komponenti i referentne vrijednosti od njega. Parametri koji se mijenjaju ulaze u novi iteracijski

proračun, dok se ostale nepromijenjene vrijednosti preuzimaju izravno iz *design mode*-a. Može se kreirati nekoliko različitih profila za različita opterećenja, a u daljnjem izlaganju će se pokazati upravo ta ovisnost parametara o opterećenju sustava.

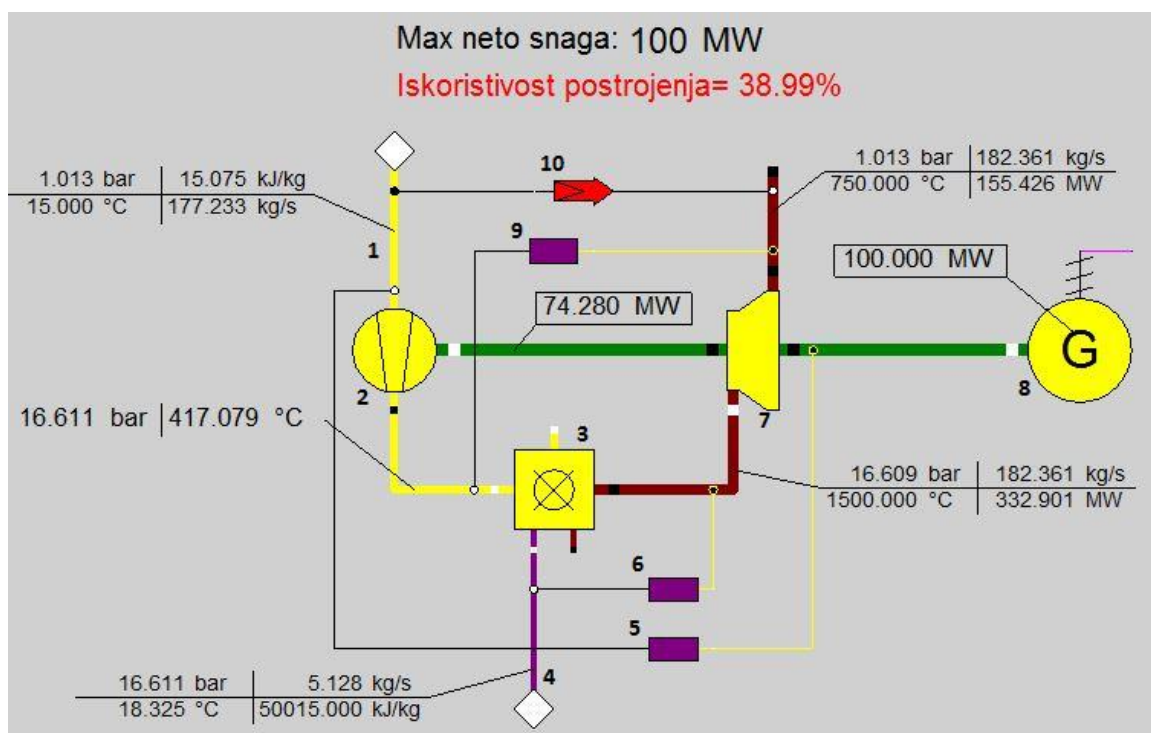
Kao zaključak se može reći da je *EBSILON Professional* odličan programski paket za jednostavni prikaz i simulaciju raznih postrojenja za različite režime rada. Najveća prednost je vrlo intuitivno grafičko sučelje koje kroz jednostavne simbole jasno prikazuje cjelokupno postrojenje, a povezanost s programskim paketima *MATLAB* i *Microsoft Excel* omogućava ispisivanje tabličnih podataka svih parametara koji su bitni za simulaciju.

3. MATEMATIČKI MODEL

Na početku rada je zadan tekst završnog zadatka u kojem je definirano da je potrebno napraviti osnovni model plinskoturbinskog postrojenja te više uobičajenih metoda poboljšanja termodinamičke iskoristivosti takvog postrojenja koristeći programski paket *EBSILON Professional*. Kroz cijeli rad će se prikazivati ukupno tri modela: jedan osnovni model te dva modela u kojima će se primjenom različitih metoda pokušati poboljšati termodinamička iskoristivost postrojenja. U svim modelima su neto snaga na električnom generatoru, temperatura dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu i temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine jednake vrijednosti kako bi analiza bila provedena u jednakim uvjetima.

3.1. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja

Kao što je prikazano na shemi plinskoturbinskog postrojenja (Slika 1.), osnovne komponente su kompresor, komora izgaranja i plinska turbina te naravno generator. Međutim, kod projektiranja i simulacije postoji niz komponenata koje se mogu programirati kako bi model bio što bolje optimiziran, a samim time i simulacija točnija. Shema postrojenja u *EBSILON*-u je prikazana na slici 14.



Slika 14. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u *EBSILON*-u pri maksimalnom opterećenju

Brojem 1 označen je ulaz zraka u kompresor. Zrak ulazi u kompresor s atmosferskim tlakom $p_a = 1.013$ bar, okolišnom temperaturom $T_a = 15$ °C te masenim protokom $q_{m,zr} = 177.233$ kg/s. Kompresor, označen brojem 2, komprimira zrak na tlak $p_{k1} = 16.611$ bar te se izobarno odvodi do komore izgaranja, točka 3. Pretičak zraka iznosi $\lambda = 2.005$. U komoru izgaranja se ubrizgava plinsko gorivo (4) masenog protoka $q_{m,g1} = 5.128$ kg/s te izgaranjem sa zrakom nastaju dimni plinovi koji ulaze u plinsku turbinu, točka 7. Maseni protok dimnih plinova je $q_{m,dp} = 182.361$ kg/s. Na izlazu iz plinske turbine dimni plinovi ekspaniraju do atmosferskog tlaka (komponenta 10 određuje jednaki tlak na ulazu u kompresor i izlazu iz plinske turbine), a na generatoru, točka 8, se generira neto korisna snaga $P_{gen} = 100$ MW. Termodinamička iskoristivost osnovnog modela plinskoturbinskog postrojenja izračunata preko formule (1.4.) iznosi $\eta_1 = 38.99$ %.

Na shemi osnovnog modela u *EBSILON*-u (Slika 14.) vidljivo je nekoliko komponenata koje nisu spomenute u prethodnoj analizi. U uvodnom dijelu ovoga poglavlja definirano je kako će vrijednosti neto snage, temperature ulaza dimnih plinova u plinsku turbinu i temperature izlaza dimnih plinova iz turbine biti jednake u svim modelima, a to se može postići isključivo regulacijom. Određeno je da temperatura ulaza dimnih plinova u plinsku turbinu bude $T_{dp,ul} = 1500$ °C, temperatura izlaza dimnih plinova iz turbine $T_{dp,izl} = 750$ °C, dok je neto snaga na generatoru $P_{gen} = 100$ MW.

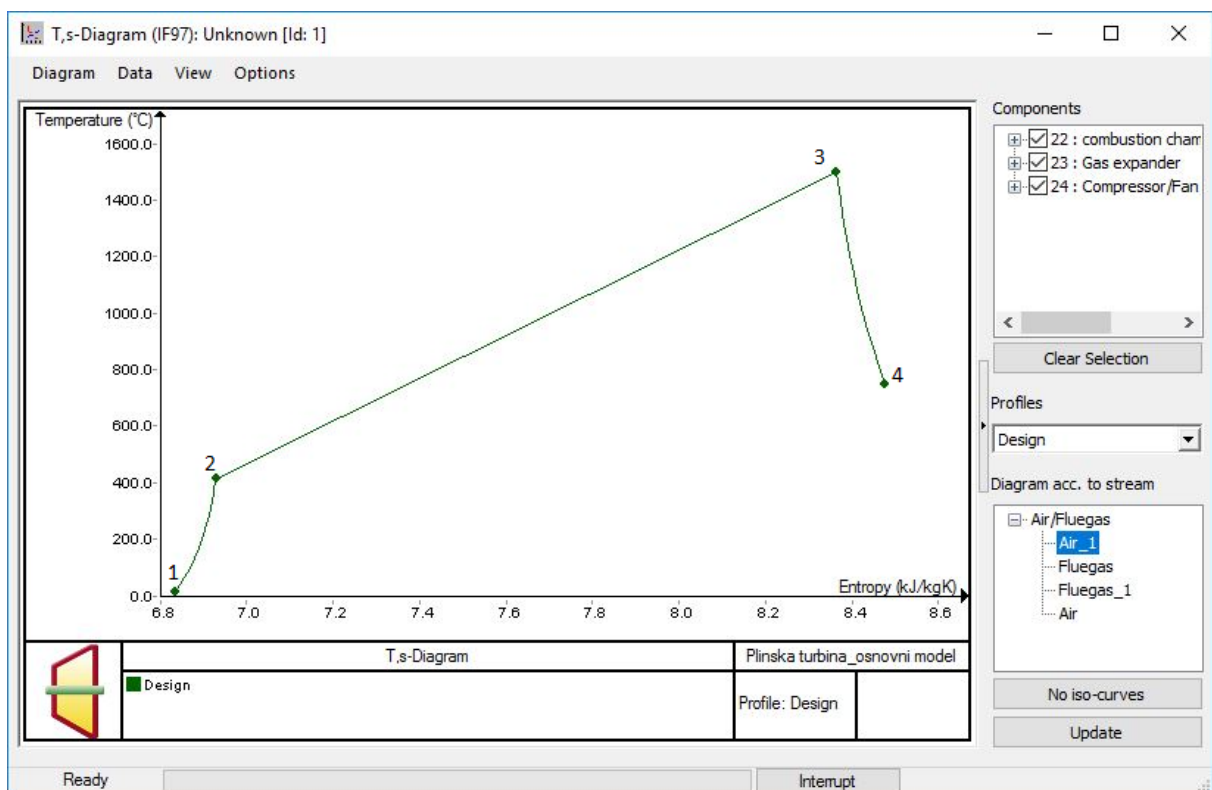
Ulazna temperatura od 1500 °C dobiva se regulacijom masenog protoka goriva preko komponente *controller*, što je označeno brojem 6. Regulacija se postiže određivanjem ciljane vrijednosti, u ovom slučaju $T_{dp,ul} = 1500$ °C, te varijabilne vrijednosti, a to je maseni protok goriva $q_{m,g}$. Uz još nekoliko naredbi u komponenti, mora se odrediti karakteristika kontrolera koja može biti negativna ili pozitivna. U ovom slučaju je pozitivna što znači da se povećanjem masenog protoka goriva povećava temperatura dimnih plinova. Pokretanjem simulacije ulazi se u iterativni postupak gdje kroz niz iteracija preko jednadžbi zapisanih u kodu komponente kontroler dolazi sve bliže ciljanoj vrijednosti, a iteracija u ovom slučaju završava u trenutku kad maseni protok goriva postigne vrijednost $q_{m,g1} = 5.128$ kg/s kod koje je temperatura ulaza dimnih plinova točno 1500 °C kao što je i bio cilj. Maksimalan broj iteracija u *EBSILON*-u je 999, a ako se nakon tolikog broja iteracija ne postigne ciljane vrijednost, kontroler određuje onu vrijednost koja je najbliža moguća s obzirom na ostale parametre.

Izlazna temperatura od 750 °C postiže se regulacijom tlaka kompresora, također preko komponente *controller*, označene brojem 9. Ciljana vrijednost u ovom slučaju je $T_{dp,izl} =$

750 °C, dok je varijabilna vrijednost tlak na kompresoru p_k . Karakteristika kontrolera za regulaciju tlaka je negativna, što znači da će povećanje tlaka nužno dovesti do pada izlazne temperature dimnih plinova. Iterativni postupak završava kad tlak na kompresoru dostigne vrijednost $p_{k1} = 16.611$ bar kod koje je izlazna temperatura točno 750 °C.

Neto snaga od 100 MW se postiže regulacijom masenog protoka zraka preko komponente *controller* označene brojem 5. Ciljana vrijednost je 100 MW, kako je već spomenuto. Karakteristika ovog kontrolera je pozitivna, što znači da rast masenog protoka donosi veću snagu. Iteracija završava pri masenom protoku zraka $q_{m,zr} = 177.233$ kg/s, te uz ostale proračunate vrijednosti, neto snaga iznosi točno 100 MW. Time je završen osnovni model plinskoturbinskog postrojenja za maksimalno opterećenje od 100 %, a analiza rezultata promjenom određenih parametara pokazat će se u idućem poglavlju.

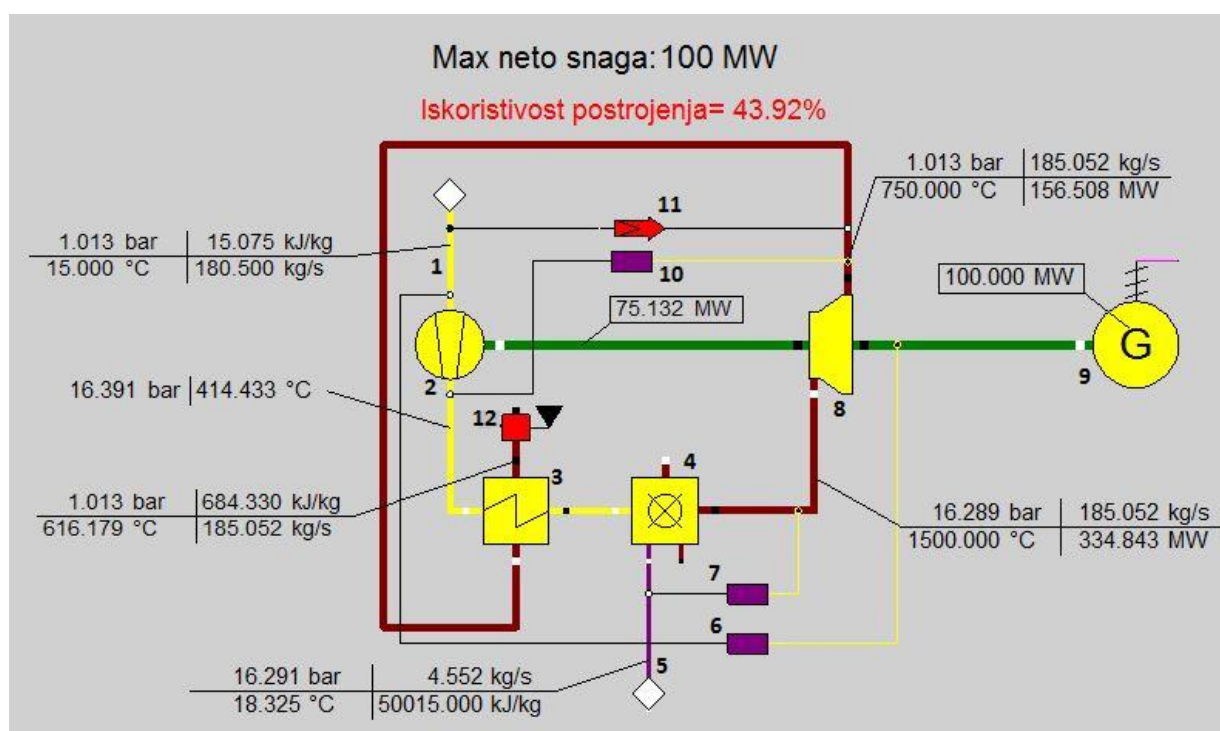
Na slici 15. je prikazan T,s -dijagram za osnovni model plinskoturbinskog postrojenja. Važno je uočiti da je proces otvoren jer nema druge izobare na izlazu iz turbine. Dimni plinovi se ispuštaju u okoliš, a u kompresor ulazi svježi zrak, kako je objašnjeno u poglavlju 1.2. stoga nema linije promjene stanja 4-1.



Slika 15. T,s -dijagram osnovnog modela plinskoturbinskog postrojenja u EBSILON-u

3.2. Model s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova

Kao što je nekoliko puta napisano, više od polovice energije u postrojenju se nepovratno gubi. Najveći dio tog gubitka otpada na dimne plinove koji izlaze iz turbine s previsokom temperaturom u odnosu na temperaturu okolišta te se značajna toplina baca u okoliš. Jedna od varijanti kako poboljšati stupanj djelovanja postrojenja je model s izmjenjivačem otpadne topline. U takvom modelu toplina dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine iskorištava se za zagrijavanje zraka prije ulaska u komoru izgaranja čime se smanjuje potrebna količina goriva za zagrijavanje, a samim time povećava iskoristivost. Shema jednog takvog postrojenja prikazana je na slici 16.



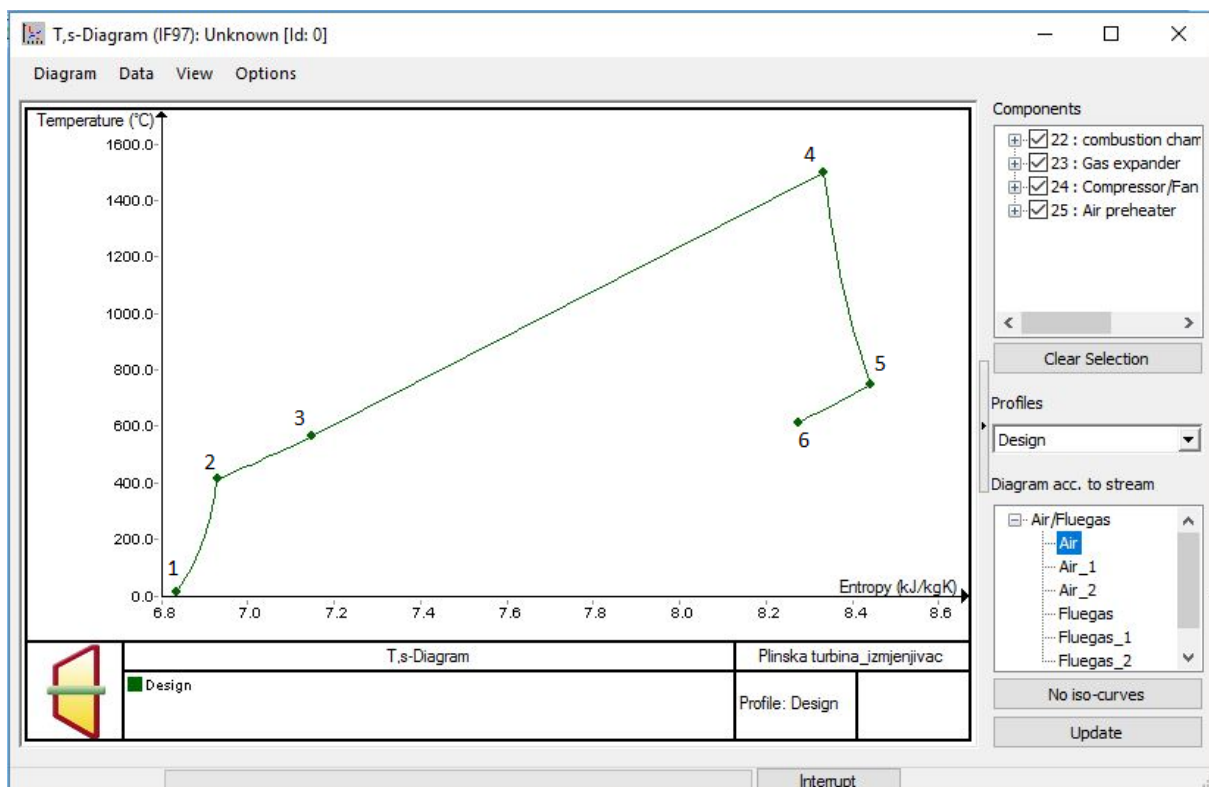
Slika 16. Model s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova u EBSILON-u pri maksimalnom opterećenju

Proračun i shema postrojenja su slični kao kod osnovnog modela s razlikom u izmjenjivaču otpadne topline, označenog brojem 3. Kako je izlazna temperatura dimnih plinova iz plinske turbine, kao i u prethodnom primjeru, $T_{dp,izl} = 750\text{ °C}$, dimni plinovi s tom temperaturom ulaze u izmjenjivač topline te zagrijevaju zrak prije ulaska u komoru izgaranja, označenu brojem 4. Rezultat toga je niža temperatura ispuštanja dimnih plinova u okoliš, a ona iznosi 616.179 °C , što je vidljivo na shemi postrojenja pod brojem 12. Također, maseni protok goriva iznosi $q_{m,g2} = 4.552\text{ kg/s}$ što je manje nego kod osnovnog modela gdje je $q_{m,g1} = 5.128\text{ kg/s}$ za

11.23 %. Maseni protok dimnih plinova je nešto veći nego kod osnovnog modela i iznosi $q_{m,dp} = 185.052 \text{ kg/s}$, kao i pretičak zraka $\lambda = 2.3$. Na temelju tih promjena, termodinamička iskoristivost ovakvog postrojenja je $\eta_2 = 43.92 \%$, a to je približno 5 % više od osnovnog modela.

Regulacija je napravljena na isti način kao u osnovnom modelu preko *controller* komponenata. Dakle, ulazna temperatura dimnih plinova u turbinu $T_{dp,ul} = 1500 \text{ °C}$ postignuta je regulacijom masenog protoka goriva koji iznosi $q_{m,g2} = 4.552 \text{ kg/s}$, izlazna temperatura dimnih plinova iz turbine $T_{dp,izl} = 750 \text{ °C}$ postignuta je regulacijom tlaka na kompresoru koji iznosi $p_{k2} = 16.391 \text{ bar}$, dok je neto snaga na električnom generatoru $P_{gen} = 100 \text{ MW}$ postignuta regulacijom masenog protoka zraka iznosa $q_{m,zr} = 180.5 \text{ kg/s}$.

Na T,s -dijagramu ovog postrojenja (Slika 17.) vidljive su dvije dodatne linije promjene stanja u odnosu na osnovni model, a to su linije 2-3 i 5-6. Linija 2-3 prikazuje zagrijavanje zraka na ulazu u komoru izgaranja s 414.433 °C na 566.179 °C , dok linija 5-6 prikazuje nižu temperaturu ekspanzije dimnih plinova u okoliš s početnih 750 °C na 616.179 °C .

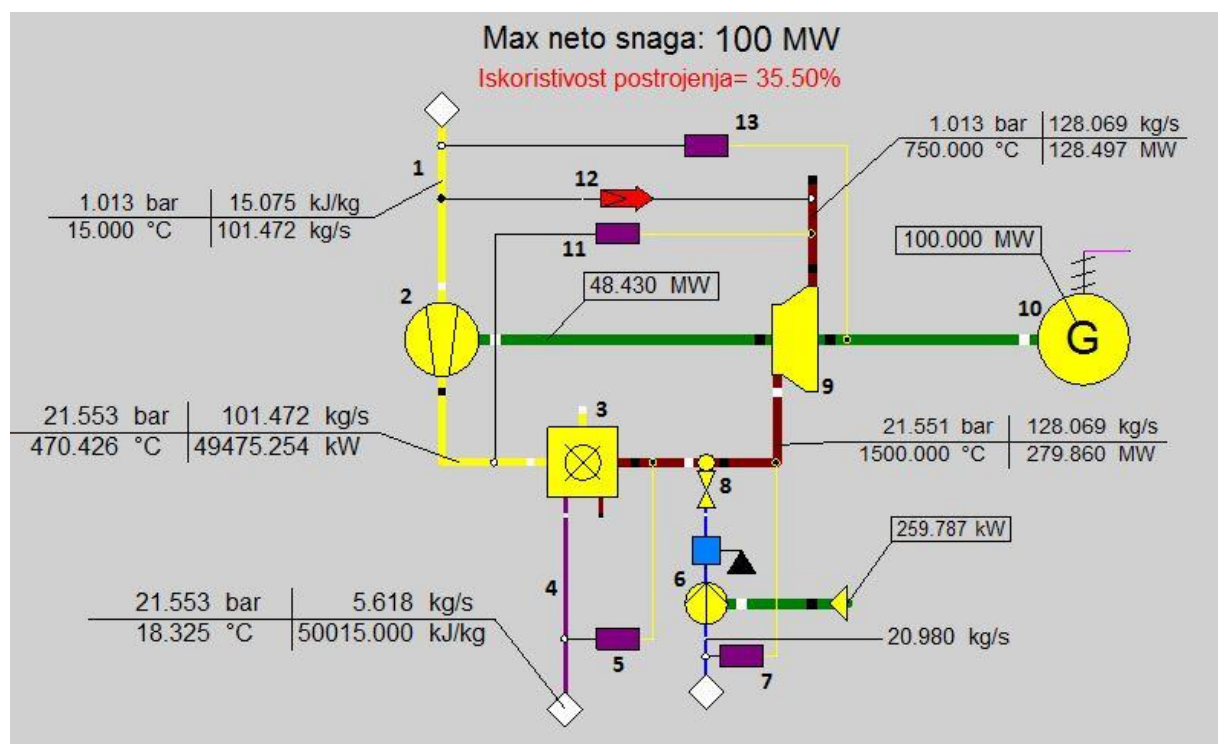


Slika 17. T,s -dijagram modela s izmjenjivačem otpadne topline u EBSILON-u

Analiza ovakvog postrojenja pokazuje da se malim preinakama u postrojenju može postići osjetno povećanje termodinamičke iskoristivosti. To prvenstveno utječe na snižavanje količine goriva zbog zagrijavanja zraka te na kraju nižu temperaturu ekspanzije dimnih plinova u okoliš na čemu se gubi manje topline nego kod viših temperatura.

3.3. Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove

Ideja daljnjeg povećanja termodinamičke iskoristivosti postrojenja trebala bi ići u smjeru smanjenja velike potrošnje snage na kompresoru. Naime, kompresor troši značajni dio snage turbine, a na nižim opterećenjima taj udio raste što je enormna potrošnja snage. Razlog tolikoj potrošnji snage leži u tome što se mora dovoditi veća količina zraka koji služi za hlađenje dimnih plinova. Kada zrak ne bi hladio dimne plinove, temperatura ulaska dimnih plinova u turbinu bila bi previsoka. Materijali u postrojenjima ne mogu izdržati temperature iznad 1600 °C (poglavlje 1.2.4.) te bi smanjenjem količine zraka temperatura dimnih plinova išla iznad 2000 °C, a takve temperature materijali ne bi izdržali. Međutim, ubrizgavanjem vode u dimne plinove koja bi ih hladila, količina zraka bi se smanjila, a samim time i snaga kompresora. Ovakva varijanta se ukratko spominje na samo nekoliko mjesta, međutim nema puno izvora koji bi potkrijepili analizu takvog postrojenja stoga će se u ovoj analizi pokušati objasniti promjene određenih parametara u simulaciji.



Slika 18. Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove u EBSILON-u pri maksimalnom opterećenju

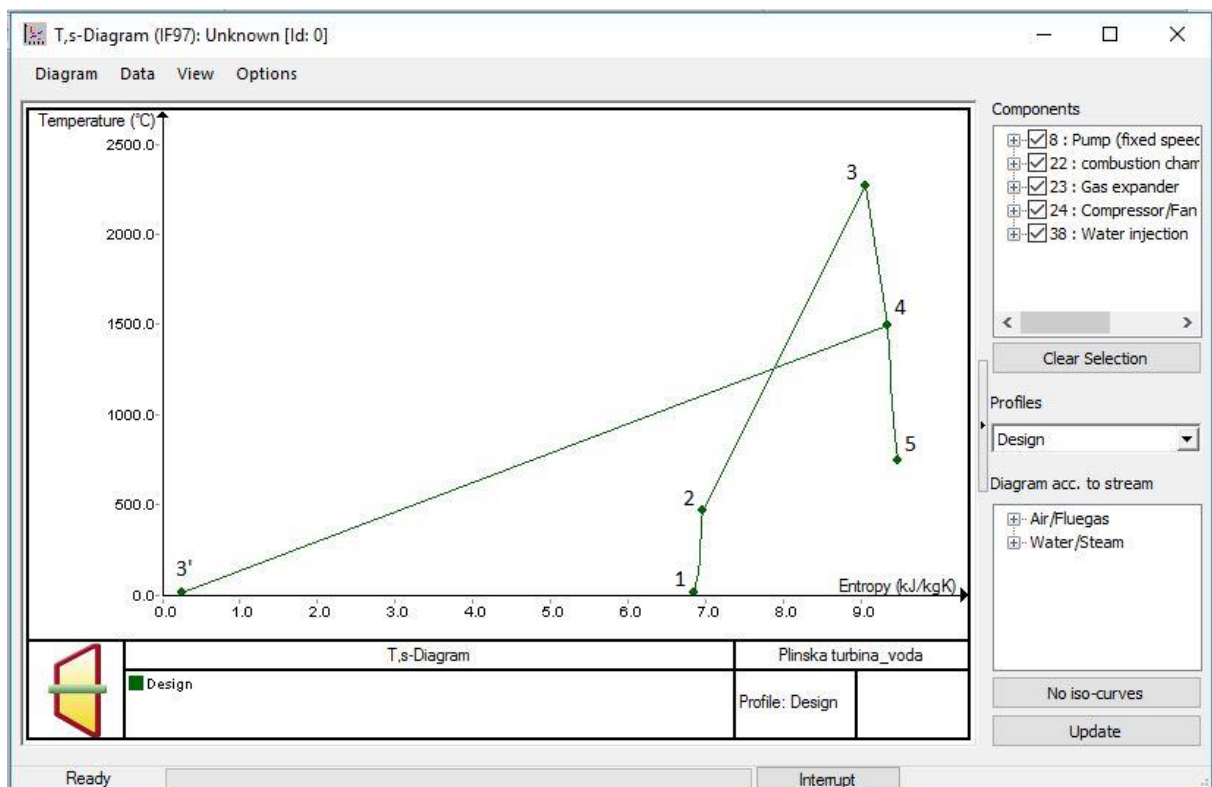
Slika 18. detaljno prikazuje takav model u *EBSILON*-u. Proračun ovakvog postrojenja u nekim se dijelovima bitno razlikuje od prethodna dva. Proces teče jednako, međutim nakon izlaska dimnih plinova iz komore izgaranja, u njih se ubrizgava voda preko mješališta označenog brojem 8 na slici 18. Ta voda se dovodi pumpom (6), a preko kontrolera označenog brojem 7 regulira se protok vode kako bi vrijednost ulazne temperature dimnih plinova bila $T_{dp,ul} = 1500\text{ °C}$ kao i u ostalim modelima, a dobivena vrijednost je $q_{m,w} = 20.980\text{ kg/s}$. Maseni protok zraka iznosi $q_{m,zr} = 101.472\text{ kg/s}$, a reguliran je izlaznom snagom od 100 MW, identično kao u prethodna dva modela. Kada se ne bi ubrizgavala voda, zbog smanjenog protoka zraka bi ulazna temperatura dimnih plinova bila 2275.35 °C jer s tom temperaturom dimni plinovi izlaze iz komore izgaranja, a tu vrijednost materijali u postrojenju ne bi izdržali. Regulacija protoka goriva u ovakvom postrojenju vrši se preko pretička zraka, a ne preko ulazne temperature dimnih plinova s obzirom na to da se preko te varijable vrši regulacija protoka vode. Zadana vrijednost iznosi $\lambda = 1.048$, a protok goriva je $q_{m,g3} = 5.618\text{ kg/s}$ što je više nego u osnovnom modelu gdje iznosi $q_{m,g1} = 5.128\text{ kg/s}$. Također, protok dimnih plinova je osjetno manji zbog smanjenog protoka zraka i iznosi $q_{m,dp} = 128.069\text{ kg/s}$, a u osnovnom modelu njegova vrijednost je $q_{m,dp} = 182.361\text{ kg/s}$. Zaključno, zbog povećanja protoka goriva događa se **smanjenje termodinamičke iskoristivosti** postrojenja koje iznosi $\eta_3 = 35.50\%$ što je za 3.49 % manje nego kod osnovnog modela. Važno je napomenuti kako se iz jednadžbe za iskoristivost (1.4.) u brojniku mora od neto snage P_{gen} oduzeti snaga pumpe potrebne za ubrizgavanje vode u dimne plinove $P_p = 259.8\text{ kW}$.

Tablica 1. Sastav dimnih plinova

Kemijski element	Maseni udio dimnih plinova, %	
	Osnovni model	Model s ubrizgavanjem vode
dušik (N ₂)	73.4	59.84
kisik (O ₂)	11.27	0.84
vodena para (H ₂ O _(gas))	6.32	26.22
argon (Ar)	1.26	1
ugljični dioksid (CO ₂)	7.75	12.1

Ovakva negativna promjena termodinamičke iskoristivosti mogla bi biti zbog sastava dimnih plinova (Tablica 1.). Vidljivo je da se smanjio maseni udio dušika koji je neizgorivi element, a maseni udio kisika koji je ostao se smanjio na vrlo malu vrijednost. Međutim, udio vodene pare se drastično povećao, te iznosi 26.22 % dok u osnovnom modelu iznosi samo 6.32 % dimnih plinova.

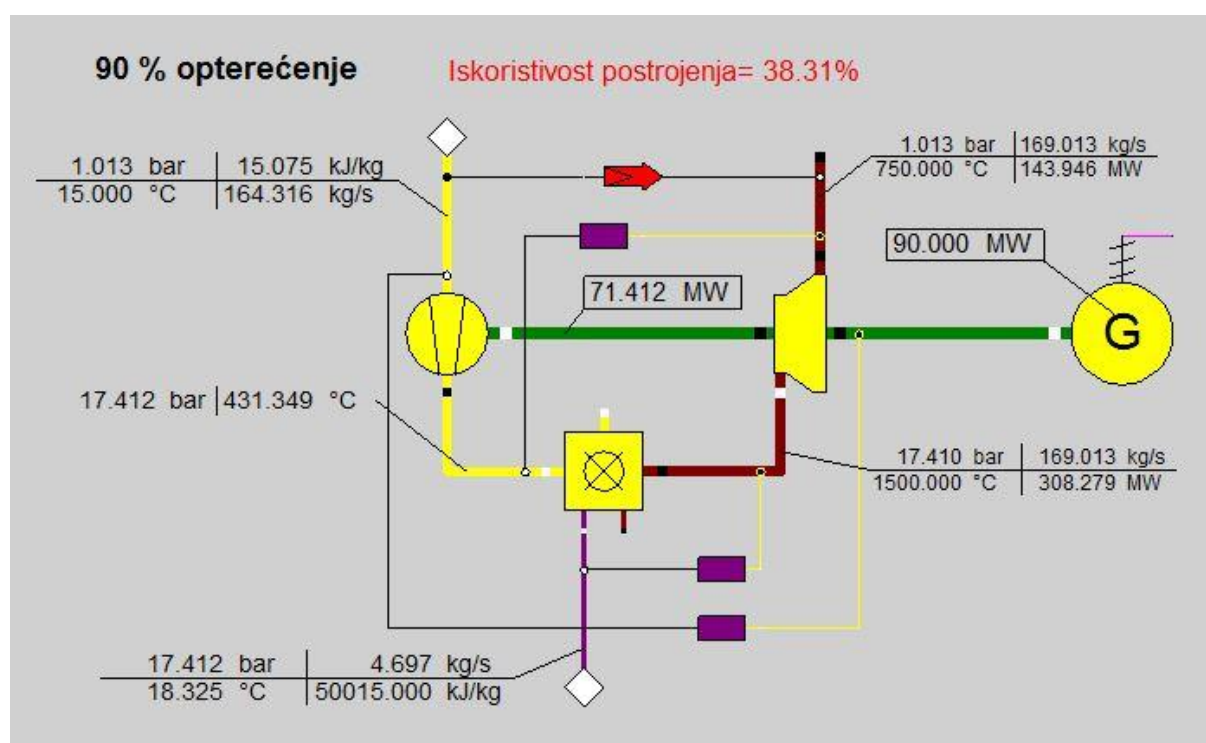
Slika 19. prikazuje T,s -dijagram postrojenja s ubrizgavanjem vode u dimne plinove. Promjene stanja 1-2-3-4-5 prikazuju zrak, a linija 3'-4 vodu. Linija promjene stanja 3'-4 prikazuje ubrizgavanje vode temperature 15 °C u dimne plinove do 1500 °C dok linija 3-4 prikazuje hlađenje dimnih plinova vodom od 2275.35 °C do 1500 °C na ulazu u turbinu. Dimni plinovi ekspandiraju do točke 5, odnosno do 750 °C. Vidljivo je da se dijagram ovog modela razlikuje od osnovnog (Slika 15.), a ta razlika je u ubrizgavanju vode koja hladi dimne plinove nakon izlaska iz komore izgaranja. Ubrizgavanje vode je na dijagramu prikazano kao veliko povećanje entropije, međutim ta linija je zbog miješanja s dimnim plinovima do 1500 °C, a nije nužno fizikalno ispravna.



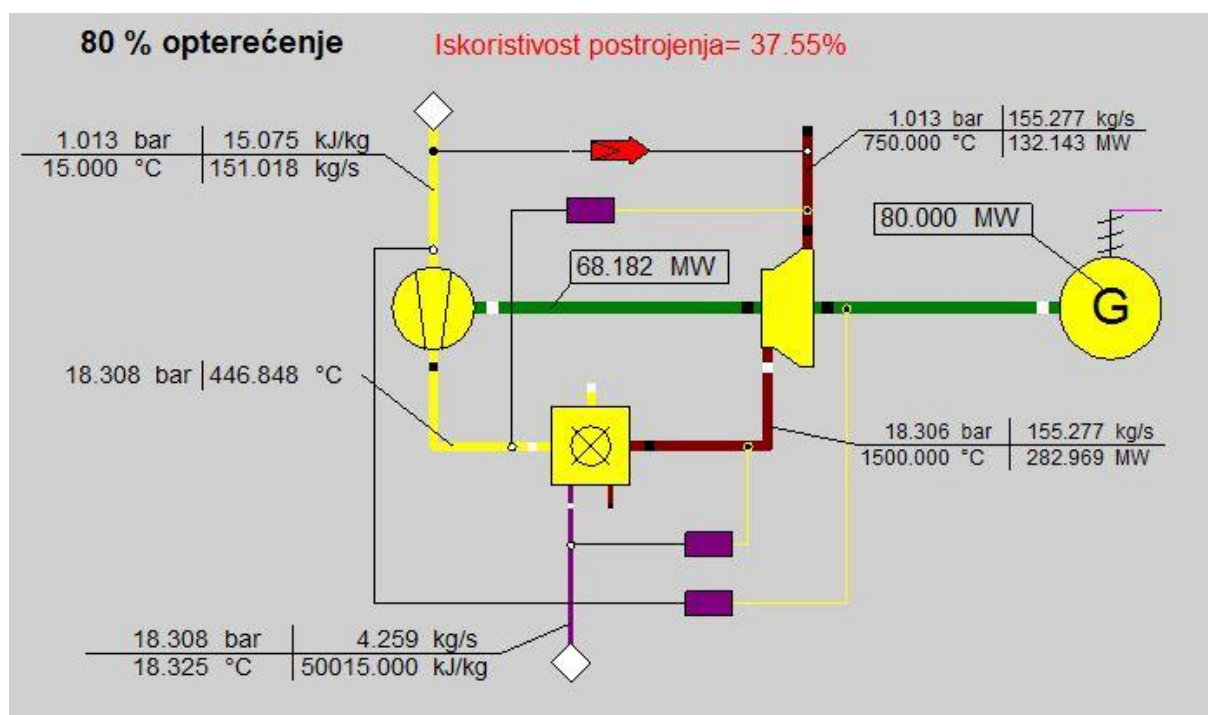
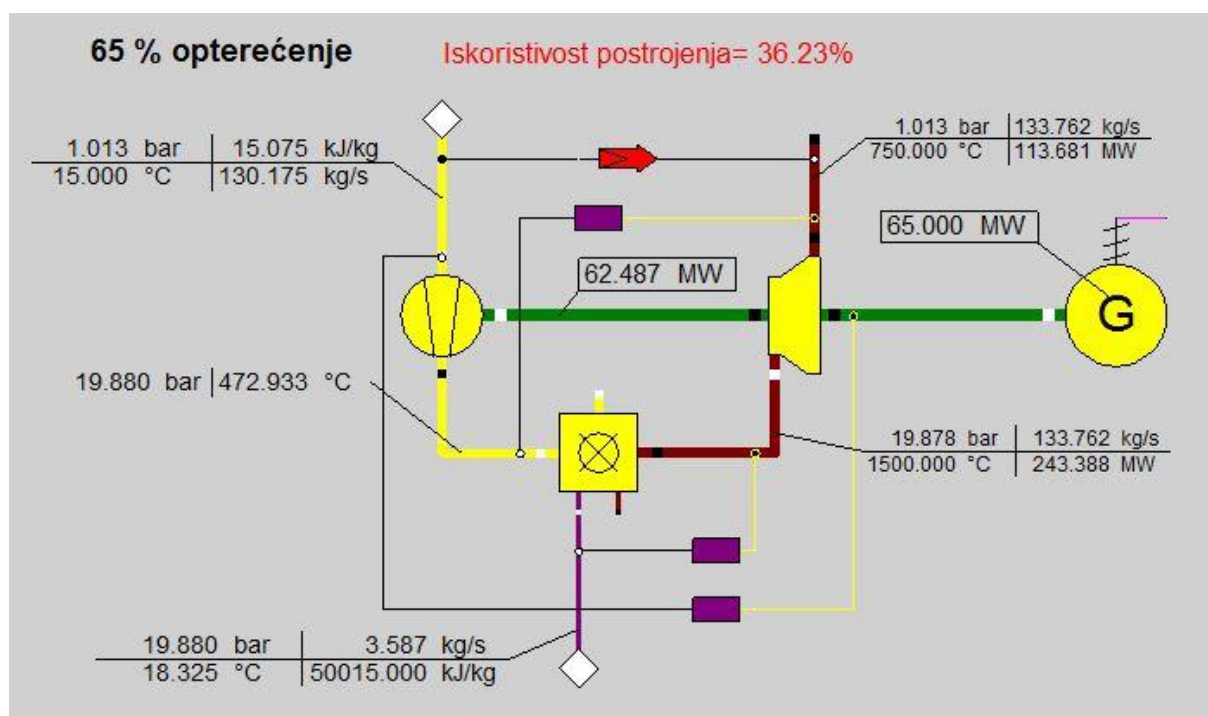
Slika 19. T,s -dijagram modela s ubrizgavanjem vode u dimne plinove u EBSILON-u

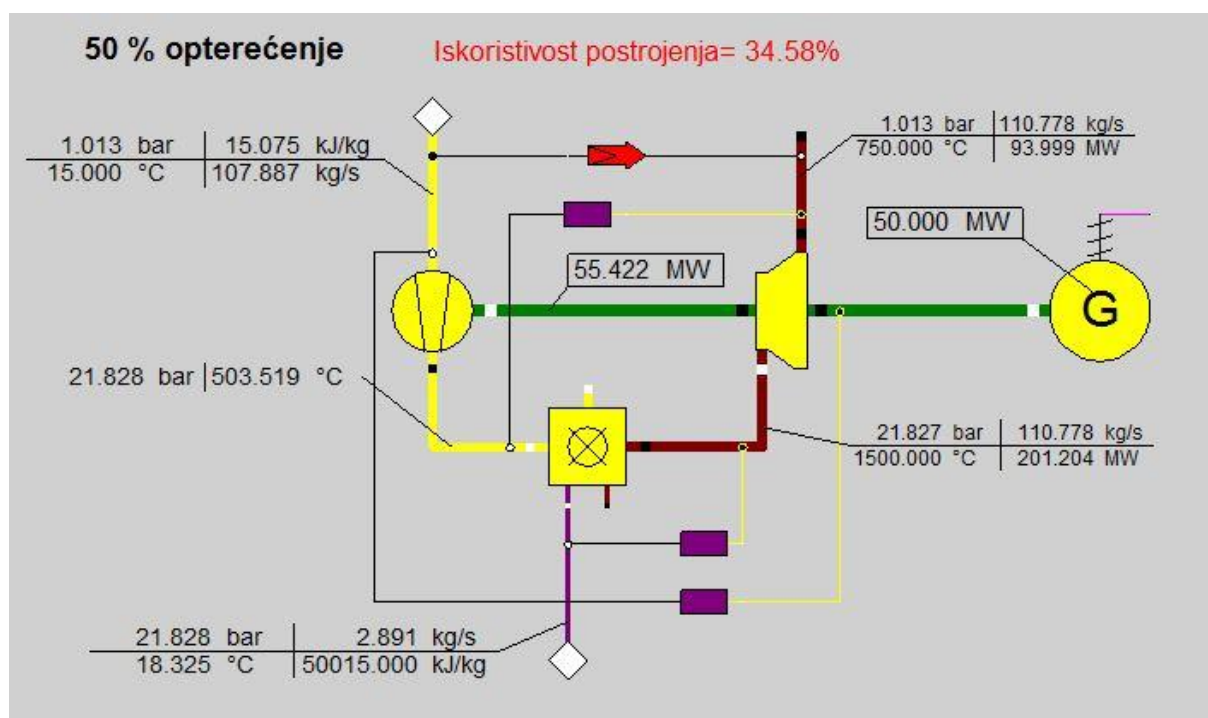
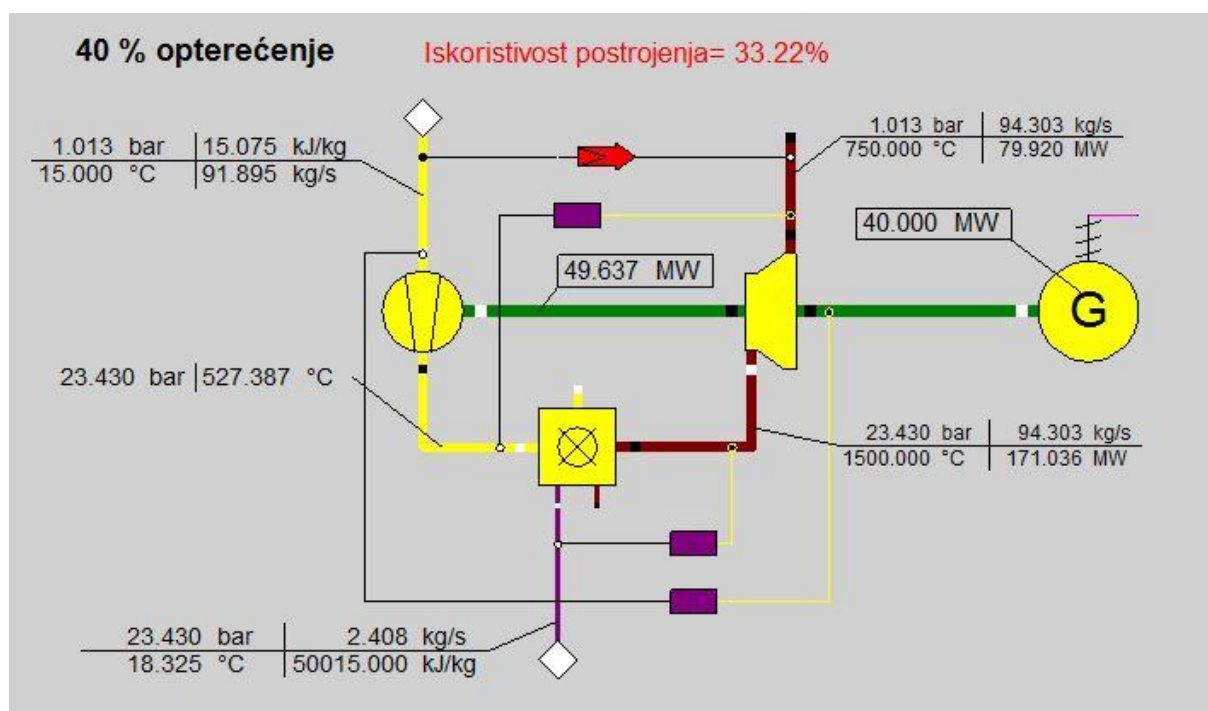
Zaključno, može se utvrditi kako je termodinamička iskoristivost ipak lošija bez obzira na to što je drastično smanjena potrošnja na kompresoru. Sastav i utjecaj dimnih plinova kod ubrizgavanja vode zahtijevaju puno detaljniju analizu, kao i čitavo postrojenje ovakvog tipa. U ovom radu se navodi samo početna ideja i osnovna simulacija sa stajališta smanjenja količine zraka za hlađenje te korištenje vode kao alternativne metode. Zanimljivo bi bilo promatrati model u kojemu bi se umjesto vode ubrizgavala pregrijana para. Međutim, to zahtijeva temeljitu analizu i cjelovit pristup problematici. Bitno je promatrati u kojem omjeru smanjenje komprimiranog zraka te hlađenje vodom ili pregrijanom parom utječe na kemijski sastav dimnih plinova, a samim time i njihovu toplinsku moć. Ovaj model može poslužiti kao početak opširnijeg pristupa ovakvoj metodi.

U ovom poglavlju prikazani su matematički modeli za maksimalno opterećenje plinske turbine, ali će se na sljedećim slikama prikazati vrijednosti u osnovnom modelu plinskoturbinskog postrojenja sa smanjenim opterećenjima. Taj prikaz će pomoći u boljem shvaćanju rezultata koji su obrađeni u idućem poglavlju preko tablica i dijagrama u *Excel*-u.



Slika 20. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u EBSILON-u pri opterećenju od 90 %

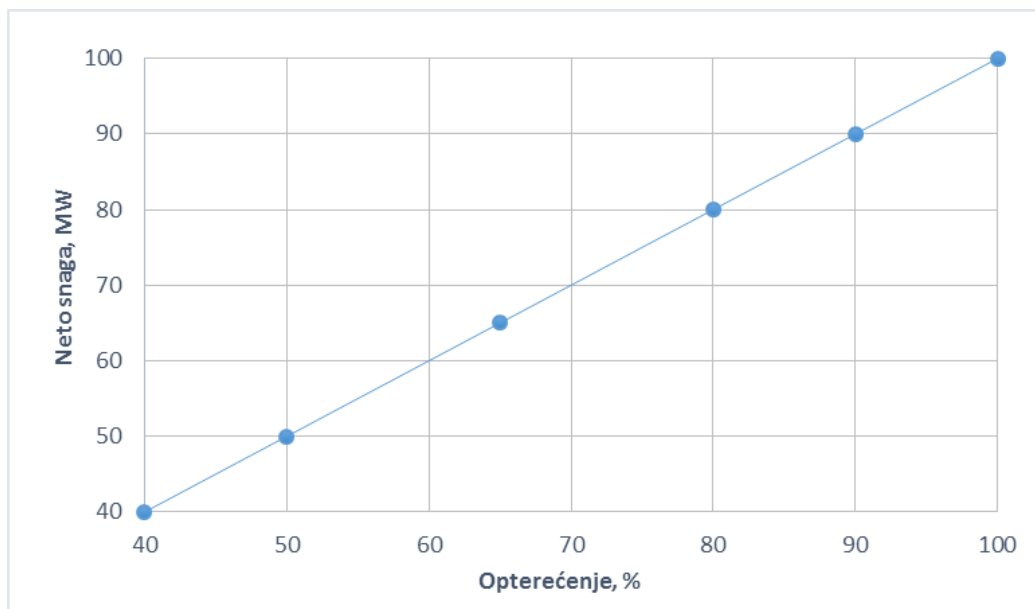
Slika 21. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u *EBILON*-u pri opterećenju od 80 %Slika 22. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u *EBILON*-u pri opterećenju od 65 %

Slika 23. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u *EBSILON*-u pri opterećenju od 50 %Slika 24. Osnovni model plinskoturbinskog postrojenja u *EBSILON*-u pri opterećenju od 40 %

4. REZULTATI

Za svako od tri postrojenja koja se promatraju je u prethodnom poglavlju (3.) analiziran matematički model za *design mode* rada, odnosno za maksimalno opterećenje plinske turbine s neto snagom na električnom generatoru od 100 MW. U ovom poglavlju prikazat će se rezultati navedenih simulacija prvenstveno s promjenom opterećenja u *off design mode*-u, kako je zadano u zadatku završnog rada, ali i utjecaj promjene nekih drugih parametara na rad sustava.

Neki dijagrami će prikazivati samo jedan model, dok će se u nekima analizirati usporedba parametara za više modela kako bi se bolje vidjelo koji parametri se mijenjaju te koji je najbolji slučaj. Analiza je obuhvatila promjenu termodinamičke iskoristivosti s promjenom opterećenja i promjenom temperature dimnih plinova te maseni protok, temperaturu, tlak i pretičak zraka za sve karakteristične točke u procesu. Također, pokazan je utjecaj promjene temperature okoliša na termodinamičku iskoristivost. Promatrani režimi rada za smanjenje opterećenja iznose: 90 %, 80 %, 65 %, 50 % te 40 % koje je ujedno najmanje opterećenje za koje su se analizirali parametri u ovoj simulaciji. Slika 25. prikazuje promjenu neto snage na električnom generatoru s promjenom opterećenja



Slika 25. Promjena neto snage s promjenom opterećenja

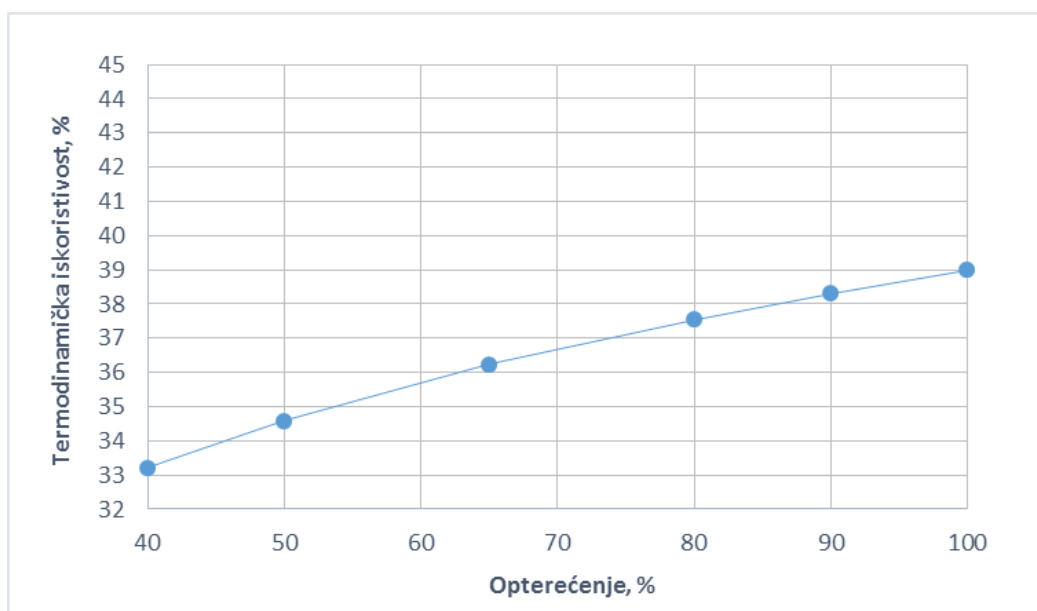
Iz dijagrama (Slika 25.) je jasno vidljivo da snaga iznosi toliko koliko iznosi opterećenje (npr. pri 65 %-tnom opterećenju snaga je 65 MW). S obzirom na to da pri maksimalnom opterećenju od 100 % neto snaga iznosi isto toliko (100 MW) taj podatak nije iznenađujuć.

4.1. Promjena termodinamičke iskoristivosti postrojenja s promjenom opterećenja

Termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog postrojenja pri istim parametrima (kompresijski omjer i $T_{dp,ul}$) ovisi o režimu rada. Na maksimalnom opterećenju je izlazna neto snaga na električnom generatoru najveća te su svi elementi postrojenja maksimalno iskorišteni. Zbog toga je najveća iskoristivost na maksimalnom opterećenju, a pri nižim opterećenjima opada.

Tablica 2. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti o promjeni opterećenja

Opterećenje, %	Termodinamička iskoristivost, %		
	Osnovni model	Model s izmjenjivačem	Model s ubrizgavanjem vode
100	38.99	43.92	35.5
90	38.31	43.03	34.97
80	37.55	42.03	34.38
65	36.23	40.29	33.39
50	34.58	38.13	32.21
40	33.22	36.36	31.29

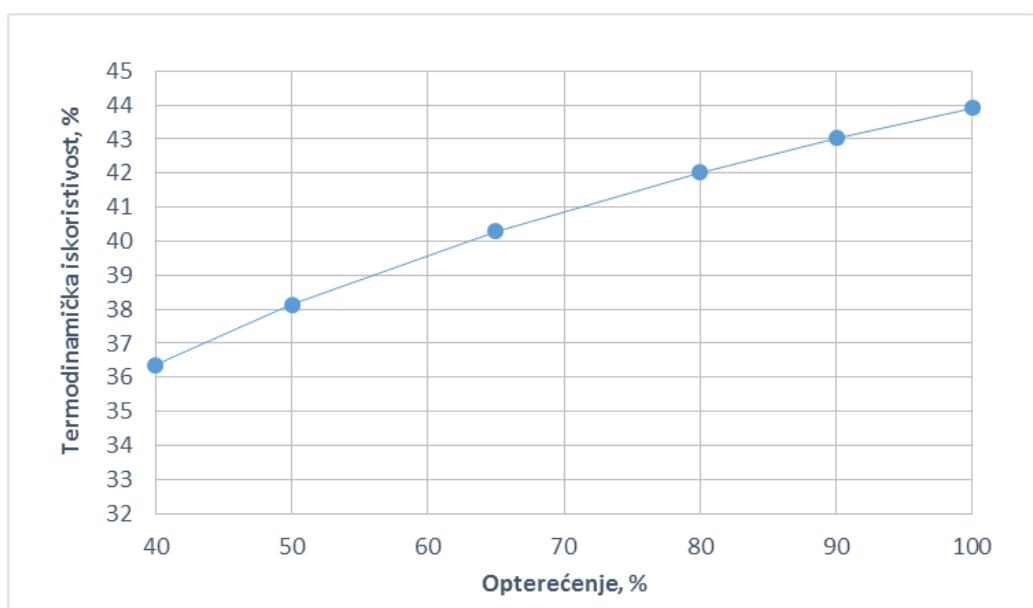


Slika 26. Promjena termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela s promjenom opterećenja

Slika 26. prikazuje promjenu termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela s promjenom opterećenja. Iz dijagrama je vidljivo da pri 100 %-tnom opterećenju na kojemu je $P_{gen} = 100$

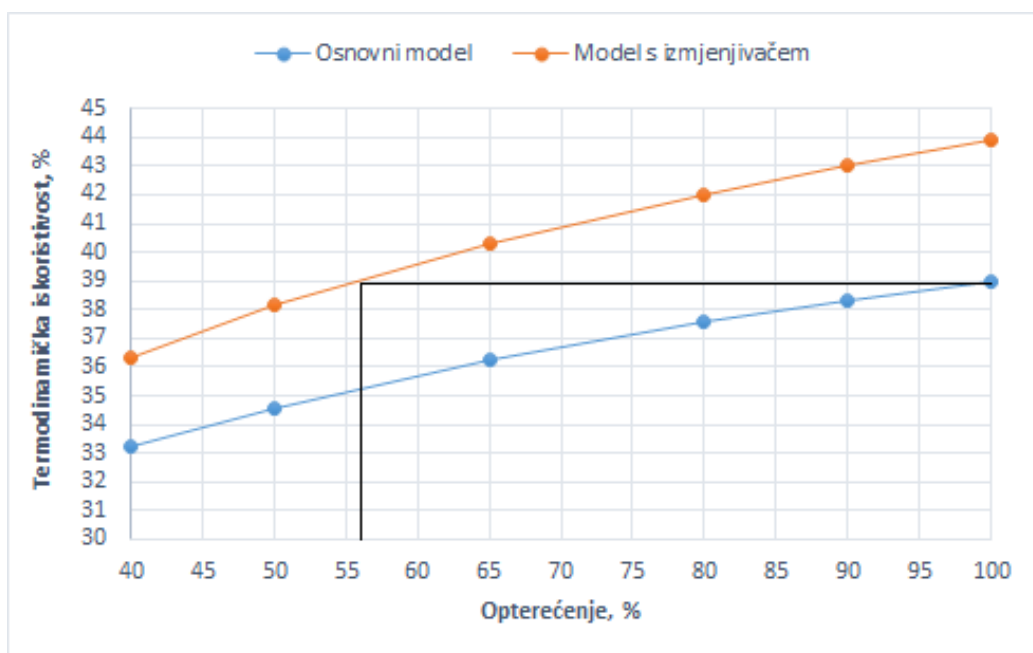
MW termodinamička iskoristivost iznosi približno **39 %**. Smanjenjem opterećenja iskoristivost opada te na 40 %-tnom opterećenju iznosi oko **33 %**. Međutim, niti jedna termoelektrana ne može raditi konstantno pri maksimalnom opterećenju. Razlog tomu je što bi takav režim rada zahtijevao da su svi dijelovi sustava sposobni za pogon, ali to nije uvijek slučaj (kvarovi, popravci, pregledi). Također, dijelovi sustava nisu projektirani da konstantno rade pri maksimalnim parametrima te bi to dovelo do skraćivanja vijeka trajanja pojedinih dijelova.

Kao što je već dokazano, model s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova će imati veću termodinamičku iskoristivost postrojenja.



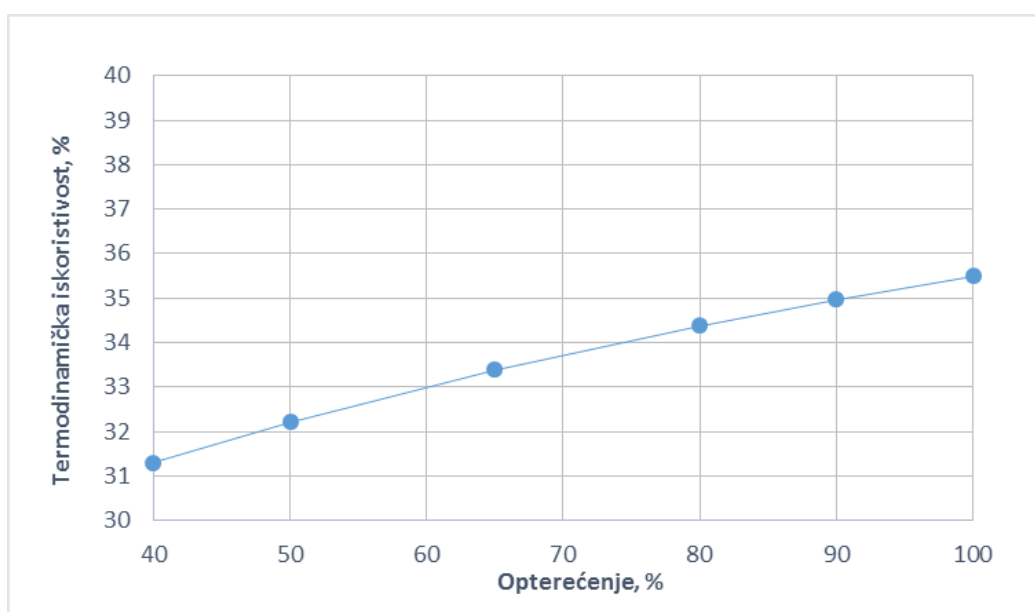
Slika 27. Promjena termodinamičke iskoristivosti modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja

Slika 27. prikazuje promjenu termodinamičke iskoristivosti modela s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova s promjenom opterećenja. Iz dijagrama je vidljivo da pri 100 %-tnom opterećenju na kojemu je $P_{gen} = 100$ MW termodinamička iskoristivost iznosi približno **44 %**. Smanjenjem opterećenja iskoristivost opada te na 40 %-tnom opterećenju iznosi nešto više od **36 %**. Usporedbom dijagrama osnovnog modela i dijagrama modela s izmjenjivačem vidljivo je da kod izmjenjivača iskoristivost na 56 % opterećenja iznosi 39 % dok je ta iskoristivost u osnovnom modelu na maksimalnom opterećenju. Na dijagramu (Slika 28.) se može detaljnije vidjeti ta usporedba. Crnom linijom je naglašena iskoristivost od 39 % koja je referentna vrijednost s obzirom na to da se kod maksimalnog opterećenja u osnovnom modelu javlja ta brojka.



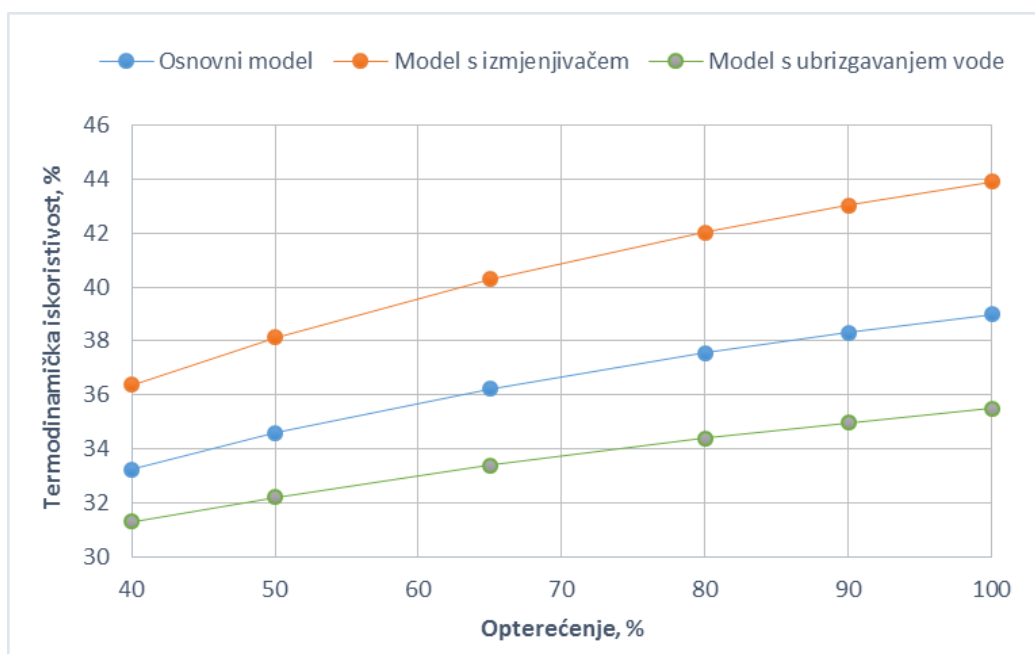
Slika 28. Usporedba termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela i modela s izmjenjivačem s promjenom opterećenja

Termodinamička iskoristivost modela s ubrizgavanjem vode u dimne plinove niža je od osnovnog modela, a samim time i od modela s izmjenjivačem. Pokazano je kako smanjenje snage kompresora ne povećava iskoristivost postrojenja zbog smanjene toplinske moći dimnih plinova koji imaju velik udio vodene pare.



Slika 29. Promjena termodinamičke iskoristivosti modela s ubrizgavanjem vode u dimne plinove

Na zajedničkom dijagramu (Slika 30.) vidi se kako kod modela s izmjenjivačem otpadne topline najbrže opada iskoristivost s promjenom opterećenja, dok je kod modela s ubrizgavanjem vode taj nagib najmanji.



Slika 30. Usporedba termodinamičke iskoristivosti svih modela s promjenom opterećenja

4.2. Promjena termodinamičke iskoristivosti postrojenja s promjenom okolišne temperature

Termodinamička iskoristivost također ovisi o okolišnoj temperaturi. Zrak koji kompresor uzima iz okoliša pri nižim temperaturama ima veću gustoću, dok porastom temperature gustoća opada (Tablica 3.).

Tablica 3. Gustoća zraka pri različitim temperaturama

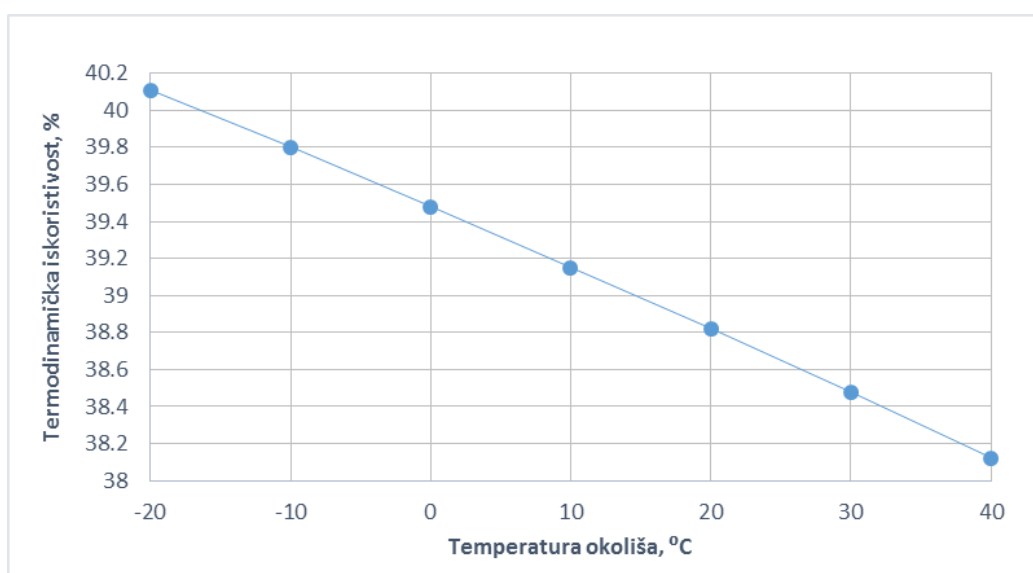
Temperatura okoliša, °C	Gustoća zraka, kg/m ³
30	1.1644
20	1.2041
10	1.2466
0	1.292
-10	1.3413
-20	1.3943

Zbog tog razloga je iskoristivost viša pri nižim temperaturama (Tablica 4.) jer kod manjih gustoća kompresor troši više snage za komprimiranje zraka.

Tablica 4. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti o promjeni okolišne temperature

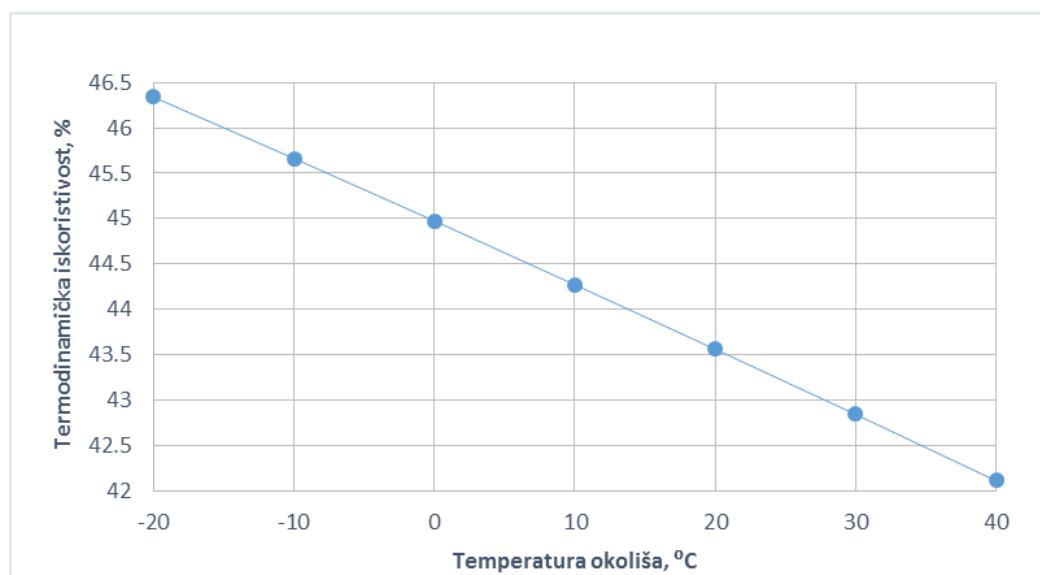
Temperatura okoliša, °C	Termodinamička iskoristivost, %		
	Osnovni model	Model s izmjenjivačem	Model s ubrizgavanjem vode
-20	40.11	46.34	36.52
-10	39.8	45.66	36.23
0	39.48	44.97	35.94
10	39.15	44.27	35.65
20	38.82	43.56	35.35
30	38.48	42.85	35.06
40	38.12	42.12	34.78

Model se analizirao pri okolišnoj temperaturi $T_a = 15\text{ °C}$, a pokazat će se promjene okolišne temperature od -20 °C do 40 °C . U osnovnom modelu (Slika 31.) iskoristivost je na $T_a = -20\text{ °C}$ preko 40 % što je za 1 % više nego na $T_a = 15\text{ °C}$.



Slika 31. Promjena termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela s promjenom okolišne temperature

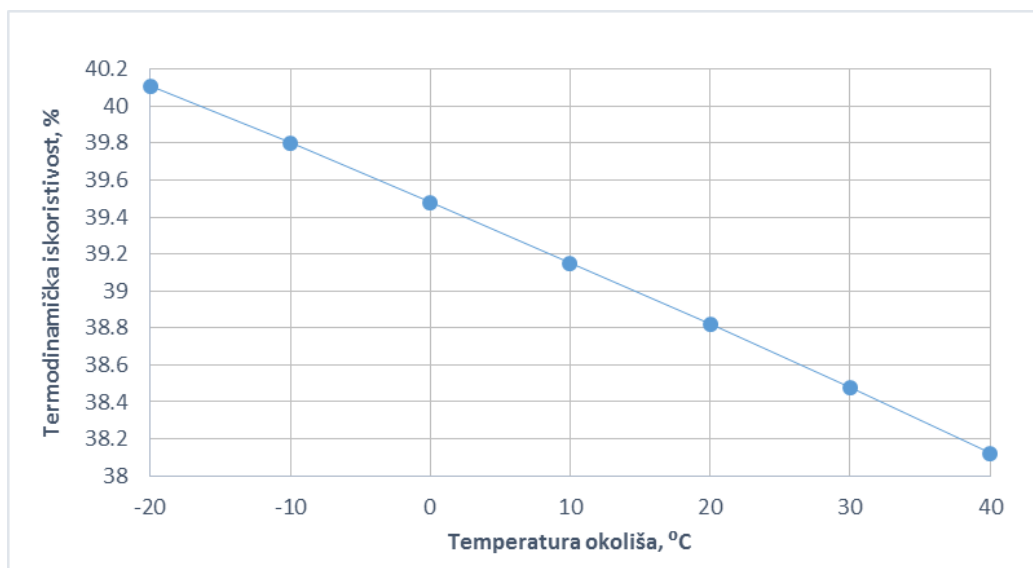
Kod modela s izmjenjivačem otpadne topline (Slika 32.) će također rasti iskoristivost s padom okolišne temperature. S obzirom na to da je kod referentne temperature korištene u analizi $T_a = 15\text{ °C}$ dobivena iskoristivost približno 44 %, padom okolišne temperature na $T_a = -20\text{ °C}$ dobije se čak 46.34 %.



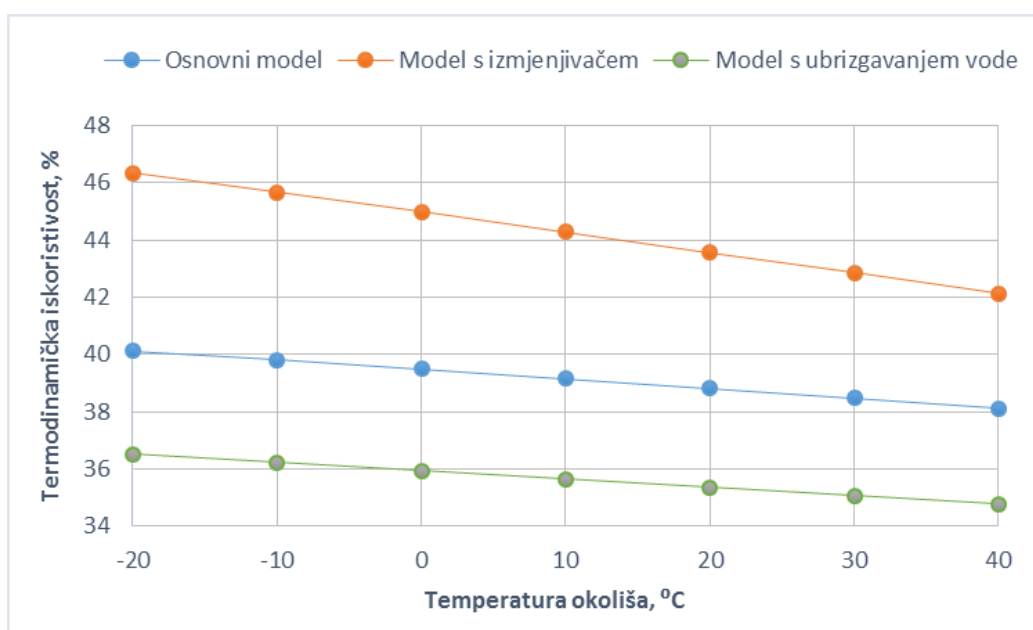
Slika 32. Promjena termodinamičke iskoristivosti modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom okolišne temperature

Model s ubrizgavanjem vode (Slika 33.) ima približno jednako povećanje iskoristivosti smanjenjem okolišne temperature kao osnovni model. Kod referentne temperature korištene u analizi $T_a = 15\text{ °C}$ iskoristivost je 35.50 %, a snižavanjem temperature do $T_a = -20\text{ °C}$ iskoristivost iznosi 36.52 % što je povećanje od 1 %.

Iz zajedničkog dijagrama (Slika 34.) vidljivo je da model s izmjenjivačem ima najveći pad iskoristivosti s promjenom okolišne temperature. Razlika od $T_a = -20\text{ °C}$ do $T_a = 40\text{ °C}$ u tom modelu iznosi približno 4 % dok se kod osnovnog modela te modela s ubrizgavanjem vode vrijednosti razlikuju za približno 2 %.



Slika 33. Promjena termodinamičke iskoristivosti modela s ubrizgavanjem vode s promjenom okolišne temperature

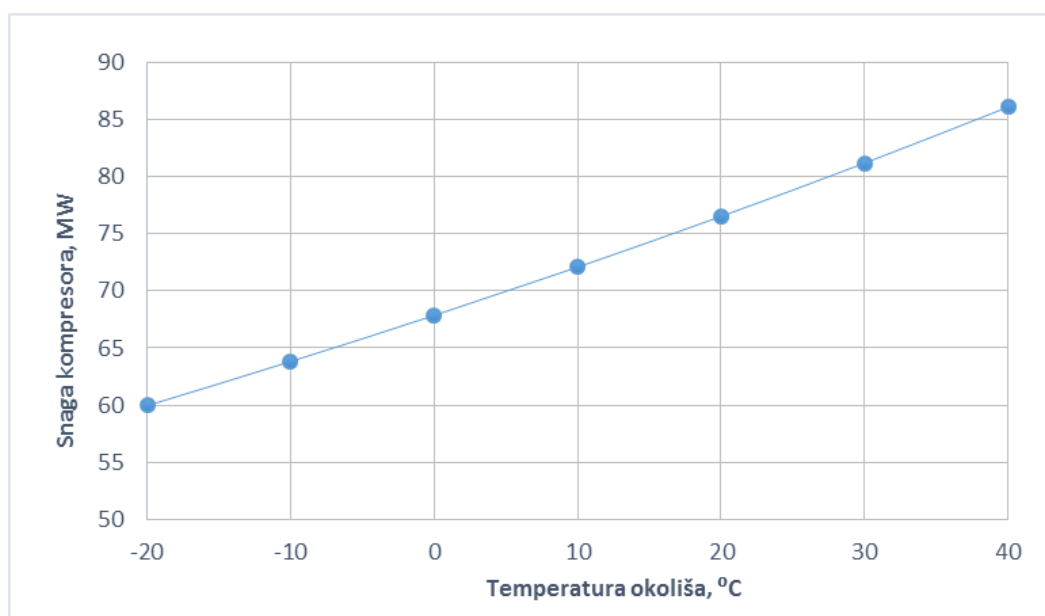


Slika 34. Usporedba termodinamičke iskoristivosti svih modela s promjenom okolišne temperature

Nastavno na promjenu termodinamičke iskoristivosti, zanimljivo je promotriti i promjenu snage kompresora s promjenom okolišne temperature. Kao što je već napisano, pri višim temperaturama zrak koji kompresor uzima iz okoliša ima manju gustoću stoga kompresor troši više snage za komprimiranje nego pri nižim temperaturama gdje je gustoća veća (Tablica 3.).

Tablica 5. Ovisnost snage kompresora osnovnog modela o temperaturi okoliša

Temperatura okoliša, °C	Snaga kompresora, MW
-20	59.966
-10	63.821
0	67.857
10	72.088
20	76.526
30	81.188
40	86.091

**Slika 35. Promjena snage kompresora osnovnog modela s promjenom okolišne temperature**

Tablica 5. i Slika 35. prikazuju promjenu snage kompresora osnovnog modela s promjenom okolišne temperature. Sve vrijednosti su pri maksimalnom opterećenju plinske turbine od 100 MW kako bi se pokazala ta promjena. Dakako da je i pri nižim opterećenjima plinske turbine osnovnog modela kao i kod ostala dva modela krivulja sličnog izgleda s obzirom da je prikazana ovisnost o temperaturi okoliša. Vidljivo je da pri najnižoj promatranoj temperaturi $T_a = -20\text{ °C}$ snaga kompresora iznosi $P_k = 59.996\text{ MW}$ što je 60 % neto snage turbine, dok pri najvišoj promatranoj temperaturi $T_a = 40\text{ °C}$ iznosi $P_k = 86.091$ što je čak 86 % neto snage turbine. Ovakva promjena snage kompresora direktno utječe na termodinamičku iskoristivost postrojenja, kako je objašnjeno na početku poglavlja.

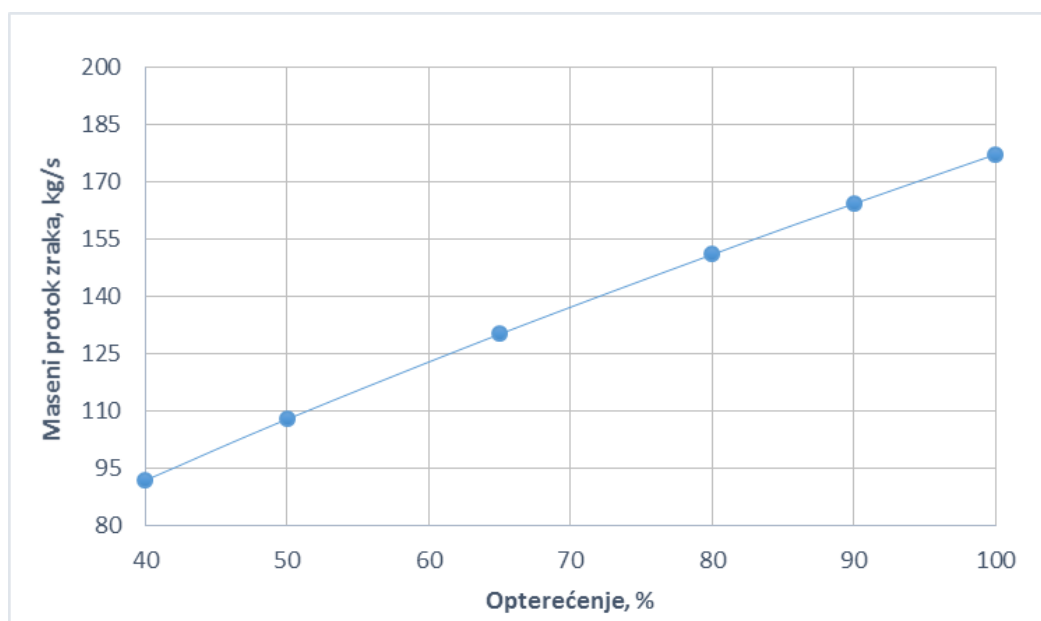
4.3. Promjena masenog protoka zraka s promjenom opterećenja

Smanjenjem opterećenja smanjuje se neto snaga na električnom generatoru. Pokazalo se u poglavlju 3.1 kako se regulacija masenog protoka zraka na ulazu u kompresor vrši preko zadane vrijednosti neto snage na električnom generatoru. Dakle, maseni protok zraka opada smanjenjem opterećenja.

Tablica 6. Ovisnost masenog protoka zraka o promjeni opterećenja

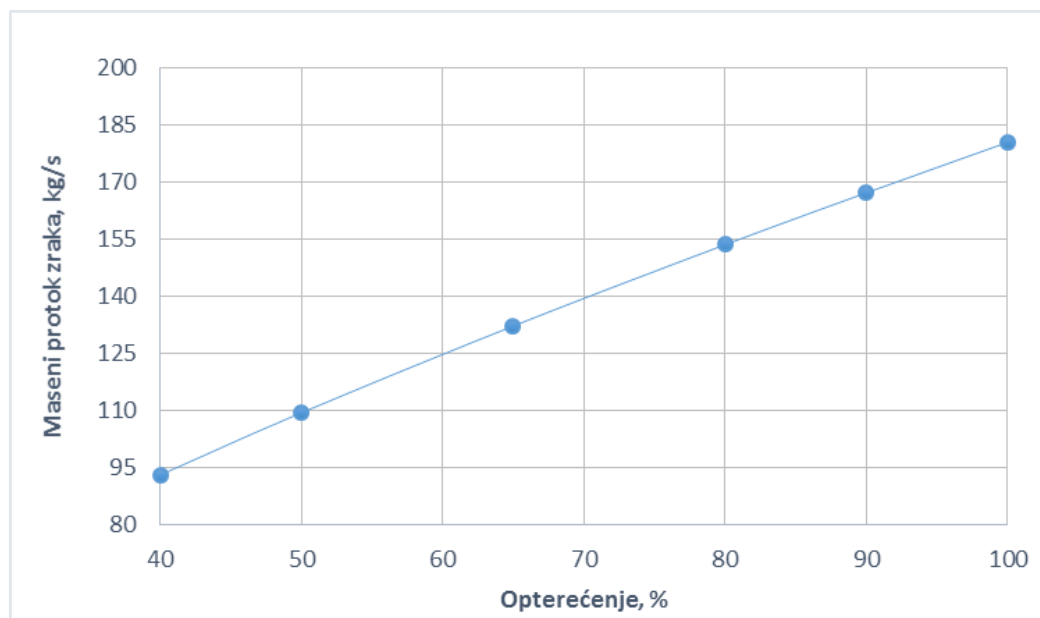
Opterećenje, %	Maseni protok zraka, kg/s		
	Osnovni model	Model s izmjenjivačem	Model s ubrizgavanjem vode
100	177.233	180.5	101.472
90	164.316	167.249	92.711
80	151.018	153.62	83.803
65	130.175	132.285	70.102
50	107.887	109.508	55.874
40	91.895	93.189	45.995

Tablica 6. pokazuje promjenu masenog protoka zraka s promjenom opterećenja plinske turbine. Iz tablice je vidljivo da se kod osnovnog modela na 50 %-tnom opterećenju plinske turbine maseni protok zraka smanji na 60 % vrijednosti maksimalnog protoka zraka.



Slika 36. Promjena masenog protoka zraka osnovnog modela s promjenom opterećenja

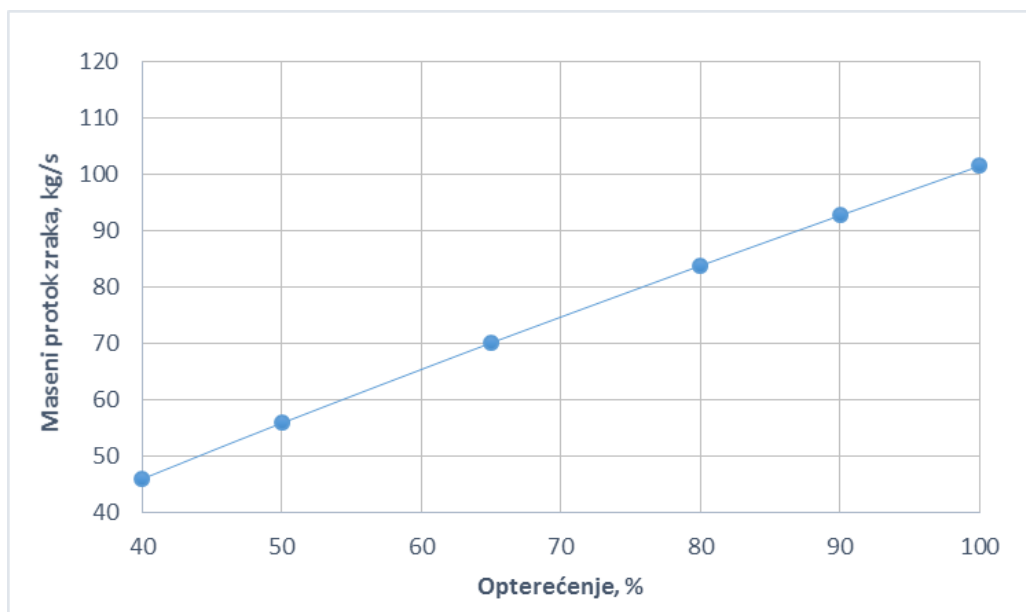
Kod modela s izmjenjivačem maseni protok zraka također opada, a vrijednosti su slične kao kod osnovnog modela. Zanimljiv je podatak da je i kod ovog modela na 50 %-tnom opterećenju plinske turbine maseni protok zraka smanjen na 60 % vrijednosti maksimalnog protoka zraka.



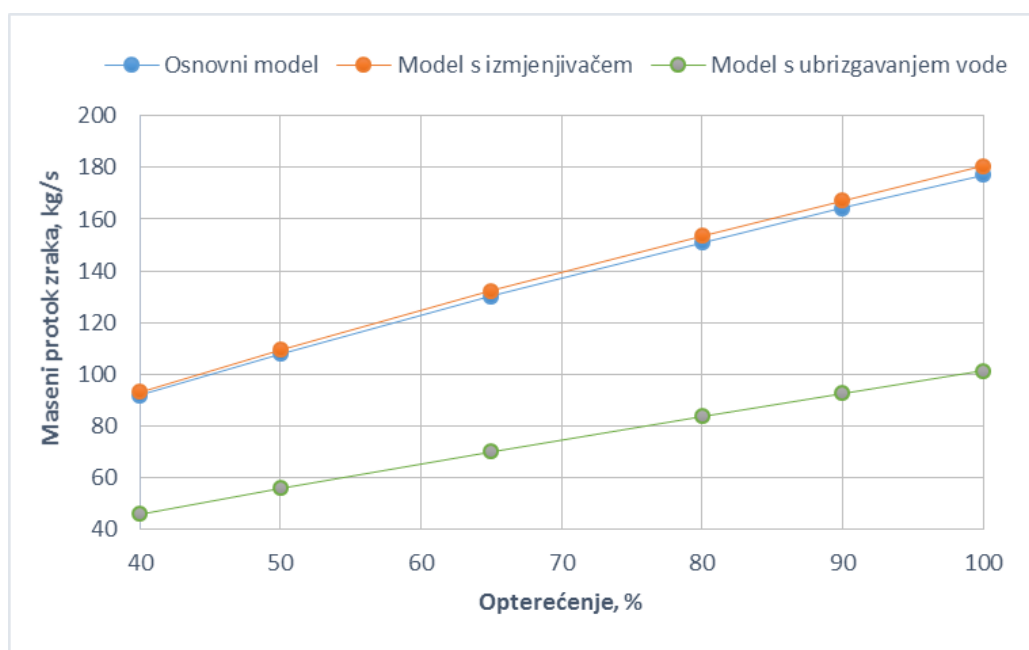
Slika 37. Promjena masenog protoka zraka modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja

Kod modela s ubrizgavanjem vode na 50 %-tnom opterećenju maseni protok zraka smanjen je na 55 % maksimalnog protoka zraka. Razlog zbog kojega maseni protok opada više nego kod osnovnog modela i modela s izmjenjivačem je zbog hlađenja dimnih plinova vodom, a ne zrakom.

Iz zajedničkog dijagrama (Slika 39.) vidljivo je koliko je velika razlika u protoku zraka kad se dimni plinovi hlade vodom umjesto zrakom. Kompresor troši puno manje snage te se količina zraka drastično smanjuje. Pretičak zraka je također puno manji što su svakako pozitivne promjene. Međutim, kao što je već pokazano, iskoristivost postrojenja opada te cjelokupno takve pozitivne promjene nemaju u konačnici ključnu prevagu.



Slika 38. Promjena masenog protoka zraka modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja



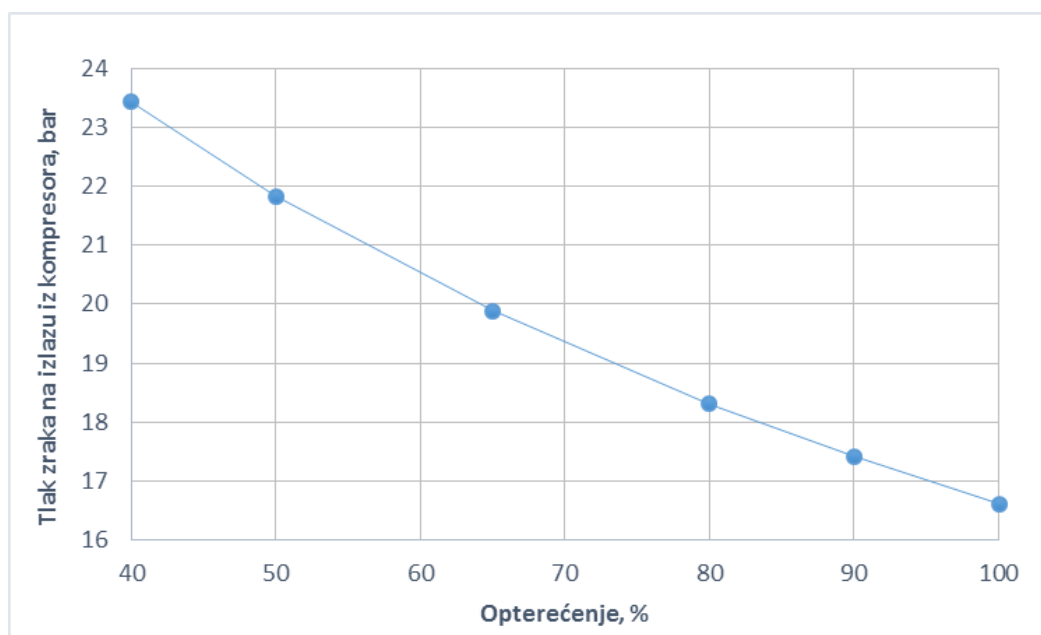
Slika 39. Usporedba promjene masenog protoka zraka svih modela s promjenom opterećenja

4.4. Promjena tlaka zraka iza kompresora s promjenom opterećenja

Tlak zraka iza kompresora reguliran je izlaznom temperaturom dimnih plinova. Referentna vrijednost izlazne temperature određena je u poglavlju 3.1 i iznosi $T_{dp,izl} = 750\text{ °C}$. Smanjenjem neto snage na električnom generatoru, a uslijed jednake izlazne temperature dimnih plinova od 750 °C , tlak na kompresoru raste.

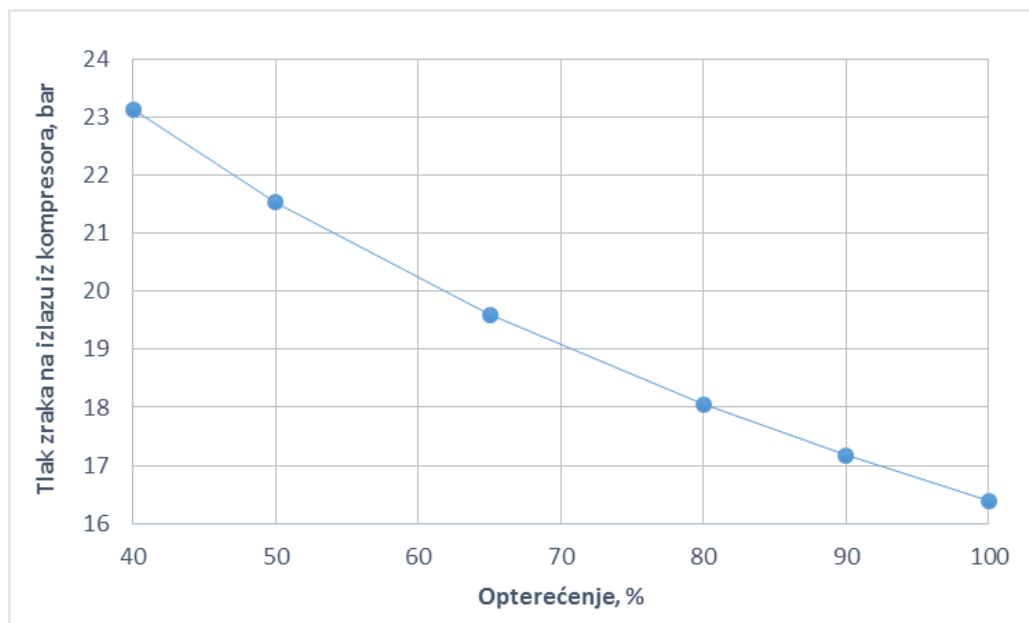
Tablica 7. Ovisnost tlaka zraka iza kompresora o promjeni opterećenja

Opterećenje, %	Tlak zraka iza kompresora, bar		
	Osnovni model	Model s izmjenjivačem	Model s ubrizgavanjem vode
100	16.611	16.391	21.553
90	17.412	17.173	22.962
80	18.308	18.051	24.567
65	19.88	19.6	27.45
50	21.828	21.531	31.12
40	23.43	23.128	34.195

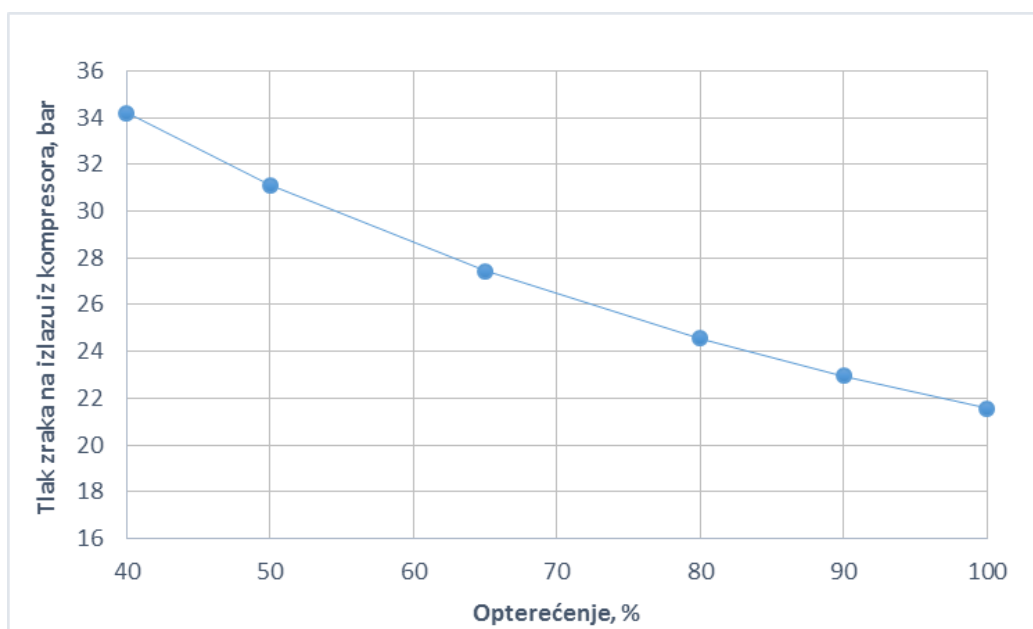
**Slika 40. Promjena tlaka zraka iza kompresora osnovnog modela s promjenom opterećenja**

Kod modela s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova (Slika 41.) tlak je malo manji nego kod osnovnog modela, ali razlika je neprimjetna. Model s ubrizgavanjem vode (Slika 42.) se razlikuje od prethodna dva u tome što je tlak iza kompresora ipak zamjetno veći. Bez obzira na tu činjenicu, snaga kompresora je dosta manja zbog puno manje količine zraka koji se komprimira. Postoji optimalni kompresijski omjer te se daljnjim povećanjem ili smanjenjem kompresijskog omjera smanjuje ili povećava snaga kompresora.

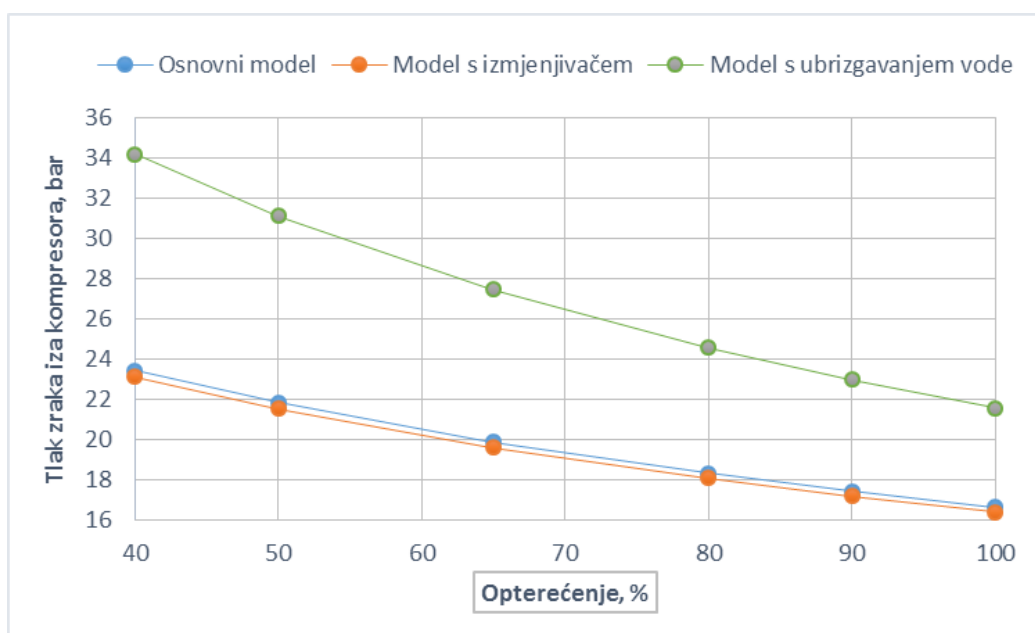
U dijagramu usporedbe promjene tlaka zraka iza kompresora (Slika 43.) se najbolje vidi da su vrijednosti tlaka osnovnog modela i modela s izmjenjivačem praktički jednake dok se kod modela s ubrizgavanjem vode primjećuje znatno povećanje tlaka zraka.



Slika 41. Promjena tlaka zraka iza kompresora modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja



Slika 42. Promjena tlaka zraka iza kompresora modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja



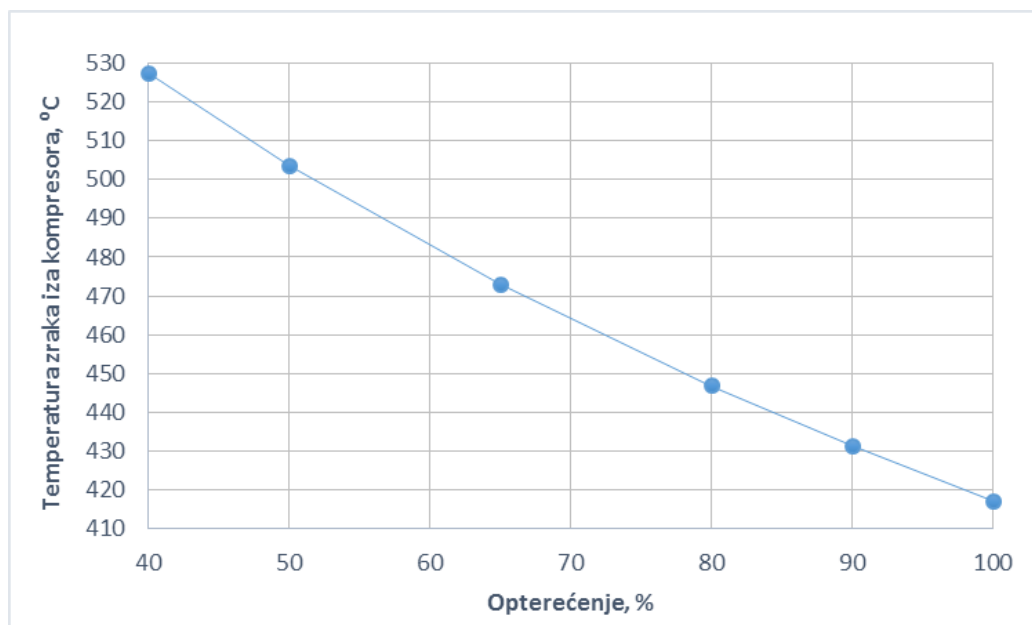
Slika 43. Usporedba promjene tlaka iza kompresora svih modela s promjenom opterećenja

4.5. Promjena temperature zraka s promjenom opterećenja

U prethodnom poglavlju (4.4) pokazano je da tlak zraka iza kompresora raste smanjenjem opterećenja. Samim time raste i temperatura zraka iza kompresora jer kompresija na viši tlak nužno povećava i temperaturu kompresije.

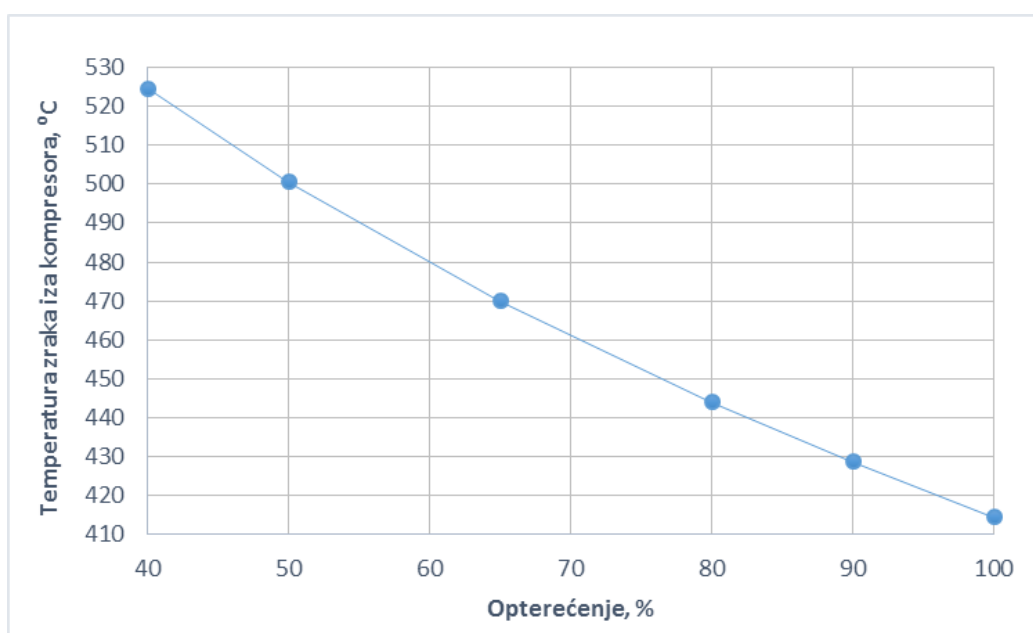
Tablica 8. Ovisnost temperature zraka iza kompresora o promjeni opterećenja

Opterećenje, %	Temperatura zraka iza kompresora, °C		
	Osnovni model	Model s izmjenjivačem	Model s ubrizgavanjem vode
100	417.08	414.43	470.43
90	431.35	428.58	490.38
80	446.85	444.00	512.16
65	472.93	500.62	548.91
50	503.52	500.62	591.98
40	527.39	524.58	625.36

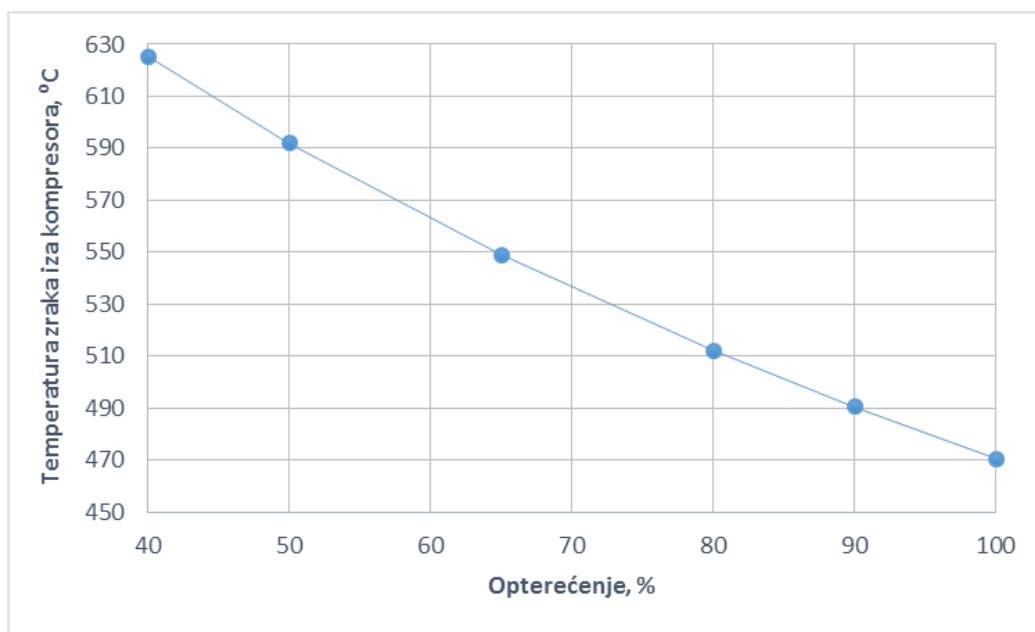


Slika 44. Promjena temperature zraka iza kompresora osnovnog modela s promjenom opterećenja

Model s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova ima malo niže vrijednosti temperatura od osnovnog modela (Slika 45.), što je logično ako se zna da je i tlak malo niži. Također, daljnje povećanje tlaka kod modela s ubrizgavanjem vode dovodi do još većeg povećanja temperature kompresije (Slika 46.).



Slika 45. Promjena temperature zraka iza kompresora modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja

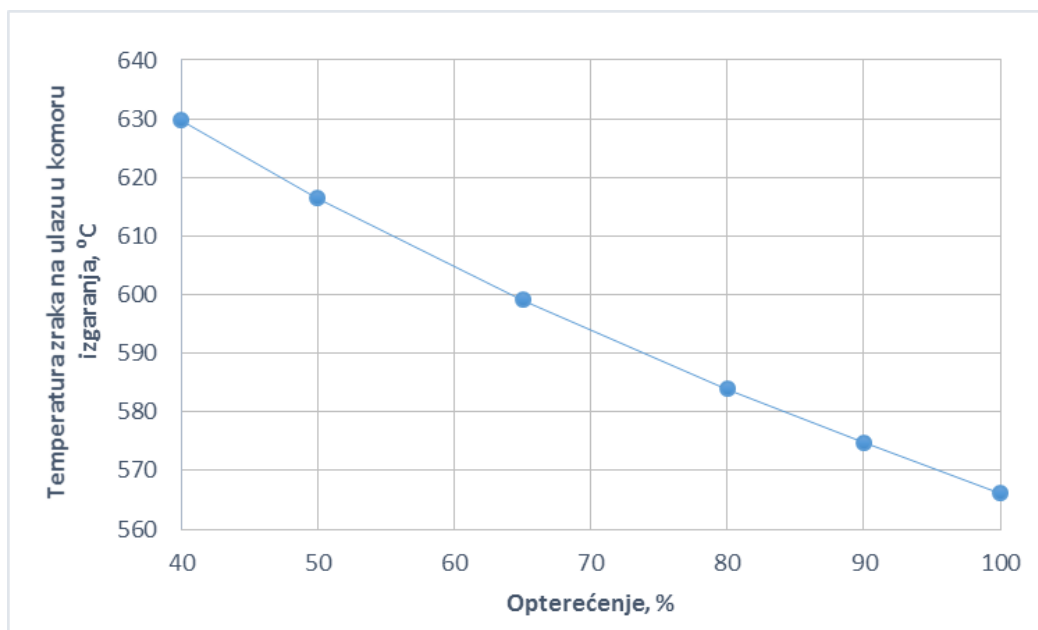


Slika 46. Promjena temperature zraka iza kompresora modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja

Međutim, zanimljivo je promatrati s kojim temperaturama zrak ulazi u komoru izgaranja. Kod osnovnog modela to je dakako temperatura kompresije jer zrak direktno ulazi u komoru izgaranja. No kod modela s izmjenjivačem taj se zrak dodatno zagrijava otpadnom toplinom dimnih plinova. Ta toplina dovodi do smanjenja masenog protoka goriva, što s definiranim parametrima povećava termodinamičku iskoristivost.

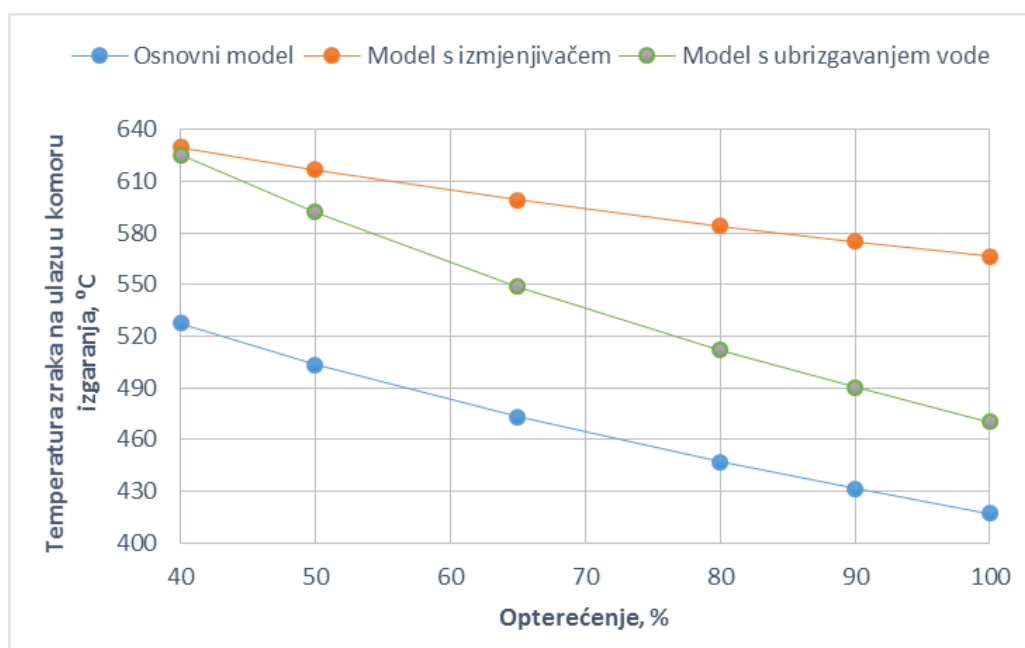
Tablica 9. Ovisnost temperature zraka na ulazu u komoru izgaranja kod modela s izmjenjivačem o promjeni opterećenja

Opterećenje, %	Temperatura zraka na ulazu u komoru, °C
100	566.18
90	574.74
80	583.92
65	599.06
50	616.43
40	629.72



Slika 47. Promjena temperature zraka na ulazu u komoru izgaranja kod modela s izmjenjivačem s promjenom opterećenja

Na dijagramu usporedbe svih modela (Slika 48.) zanimljivo je promatrati razliku osnovnog modela i modela s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova. Kod maksimalnog opterećenja ta razlika iznosi čak 149.1 °C, dok na najnižem promatranom opterećenju od 40 % ta razlika iznosi 102.3 °C što je i dalje velika razlika.



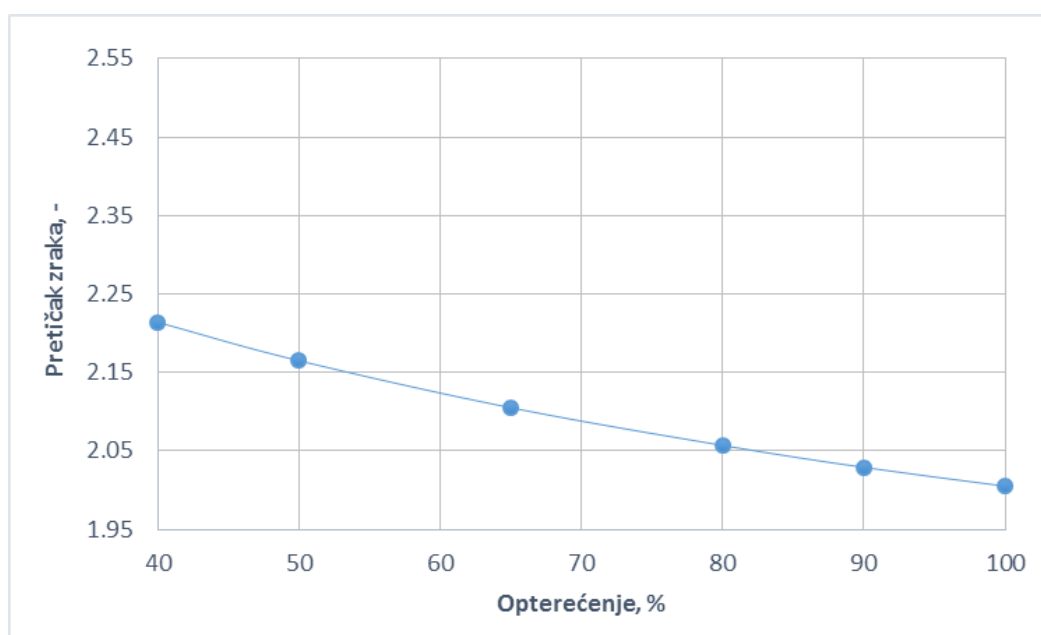
Slika 48. Usporedba temperature zraka na ulazu u komoru izgaranja svih modela s promjenom opterećenja

4.6. Promjena pretička zraka s promjenom opterećenja

Kod pojave izgaranja u ložište se rijetko dovodi minimalna količina zraka L_{min} . U većini slučajeva dovodi se stvarna količina zraka $L_{stv} = \lambda \cdot L_{min}$ koja je veća od minimalne. λ predstavlja faktor pretička zraka. Njegova vrijednost može biti manja, jednaka ili veća od jedinice. Ako je manja, izgaranje je nepotpuno zbog nedovoljno kisika, ako je jednaka jedinici stvarna količina zraka je jednaka minimalnoj dok je kod slučaja gdje je veća od jedinice stvarna količina zraka veća od minimalne [10].

Tablica 10. Ovisnost pretička zraka o promjeni opterećenja

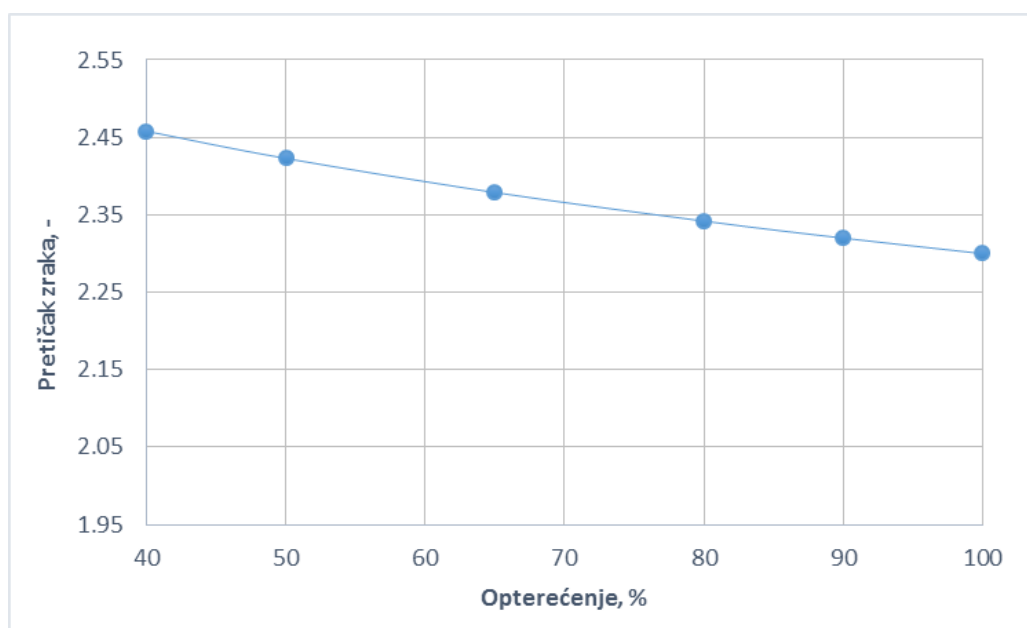
Opterećenje, %	Pretičak zraka, -	
	Osnovni model	Model s izmjenjivačem
100	2.005	2.3
90	2.029	2.32
80	2.057	2.342
65	2.105	2.379
50	2.165	2.423
40	2.214	2.458



Slika 49. Promjena pretička zraka osnovnog modela s promjenom opterećenja

Smanjenjem opterećenja pretičak raste što znači da se pri manjem opterećenju dovodi veća stvarna količina zraka potrebna za izgaranje nego kod većeg opterećenja. Raste količina dušika koji ne izgara nego uzrokuje direktan gubitak topline dok količina ugljičnog dioksida i vodene pare opada. Takvi rezultati u ložištu uzrokuju povećanje pretička zraka. Minimalna količina zraka ovisi o sastavu plinovitog goriva i udjela pojedinih sastojaka.

Kod izmjenjivača otpadne topline dimnih plinova pretičak je viši nego kod osnovnog modela. Razlog tome je niža količina goriva koje ulazi u komoru izgaranja te zbog toga količina ugljičnog dioksida i vodene pare opada.



Slika 50. Promjena pretička zraka modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja

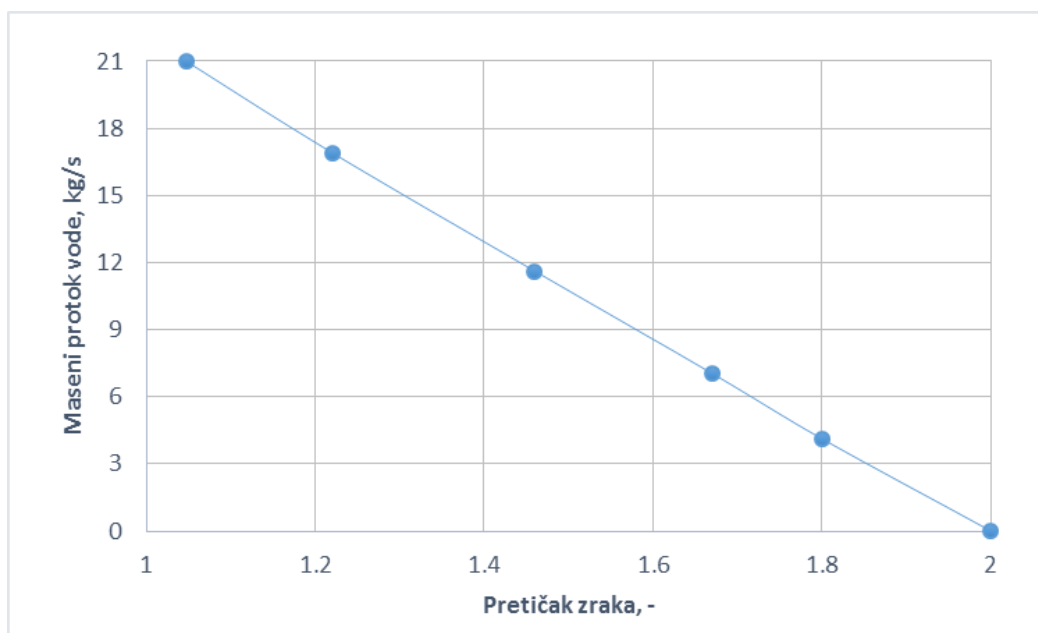
Zanimljivo je promatrati promjenu pretička zraka kod modela s ubrizgavanjem vode. U poglavlju 3.3. pokazano je da je njegova vrijednost fiksna i iznosi $\lambda = 1.048$, a regulira se promjenom masenog protoka goriva. Stoga s promjenom opterećenja ne mijenja vrijednost. Međutim, ta fiksna vrijednost se može promijeniti, a usporedit će se kako ta promjena utječe na maseni protok vode koja se ubrizgava u dimne plinove. Promatrana analiza odnosi se za 100 %-tno opterećenje.

Pri pretičku zraka $\lambda = 1.048$ maseni protok vode iznosi $q_{m,w} = 20.98$ kg/s. Povećanjem pretička maseni protok vode linearno opada te pri pretičku $\lambda = 2$ iznosi $q_{m,w} = 0.01$ kg/s, dakle ne ubrizgava se voda više. Takva promjena logična je jer voda služi prvenstveno za

hlađenje dimnih plinova. Povećanjem pretička, povećava se i količina zraka te se proporcionalno smanjuje potrebna voda. U osnovnom modelu nema ubrizgavanja vode te pretičak zraka iznosi $\lambda = 2.005$. Usporedba tog rezultata s rezultatima povećanja pretička zraka u ovom modelu (Tablica 11.) pokazuje da opadanje masenog protoka vode na nulu ovakav model dovodi na razinu osnovnog modela. Prilog tom zaključku je i termodinamička iskoristivost modela s ubrizgavanjem vode koja iznosi 38.95 % pri pretičku zraka $\lambda = 2$ i masenom protoku vode $q_{m,w} = 0.01$ kg/s. Dakle, jednaka je iskoristivosti osnovnog modela pri istim uvjetima (poglavlje 3.1.)

Tablica 11. Ovisnost masenog protoka vode o promjeni pretička zraka

Pretičak zraka, -	Maseni protok vode, kg/s
1.048	20.98
1.22	16.91
1.46	11.62
1.67	7.05
1.8	4.13
2	0.01



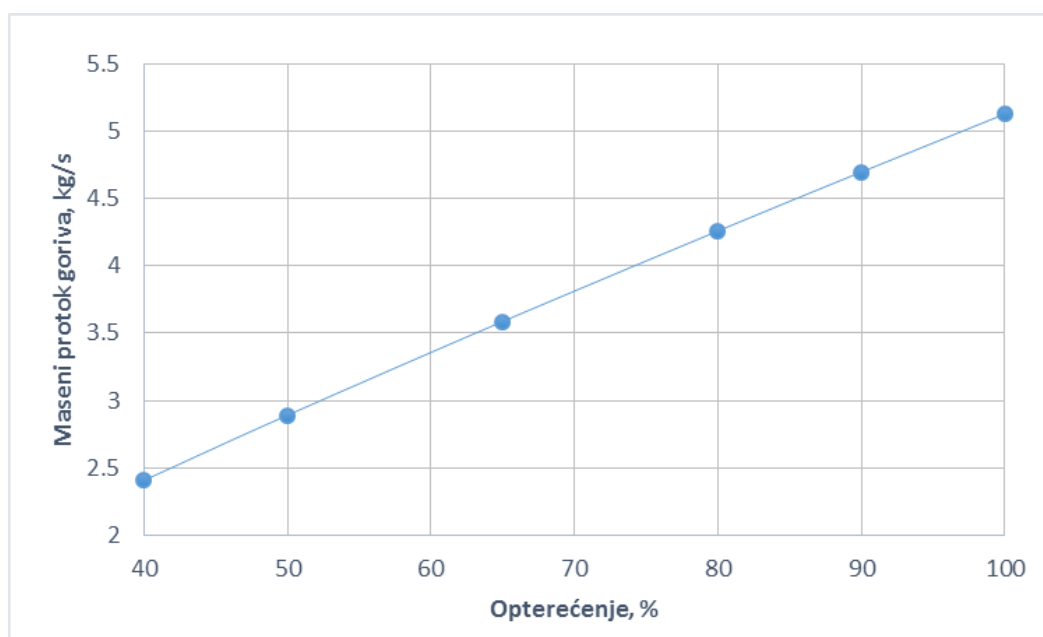
Slika 51. Promjena masenog protoka vode s promjenom pretička zraka

4.7. Promjena masenog protoka goriva s promjenom opterećenja

Maseni protok goriva, kao i maseni protok zraka, opada smanjenjem opterećenja. Smanjenje neto snage zahtijeva manji maseni protok dimnih plinova, a samim time i manji maseni protok goriva. Kao što je objašnjeno u poglavlju 3.1. maseni protok goriva regulira se ulaznom temperaturom dimnih plinova u turbinu, a to za sobom povlači smanjenje masenog protoka goriva s obzirom na to da je ulazna temperatura u analizi postavljena fiksno na 1500 °C.

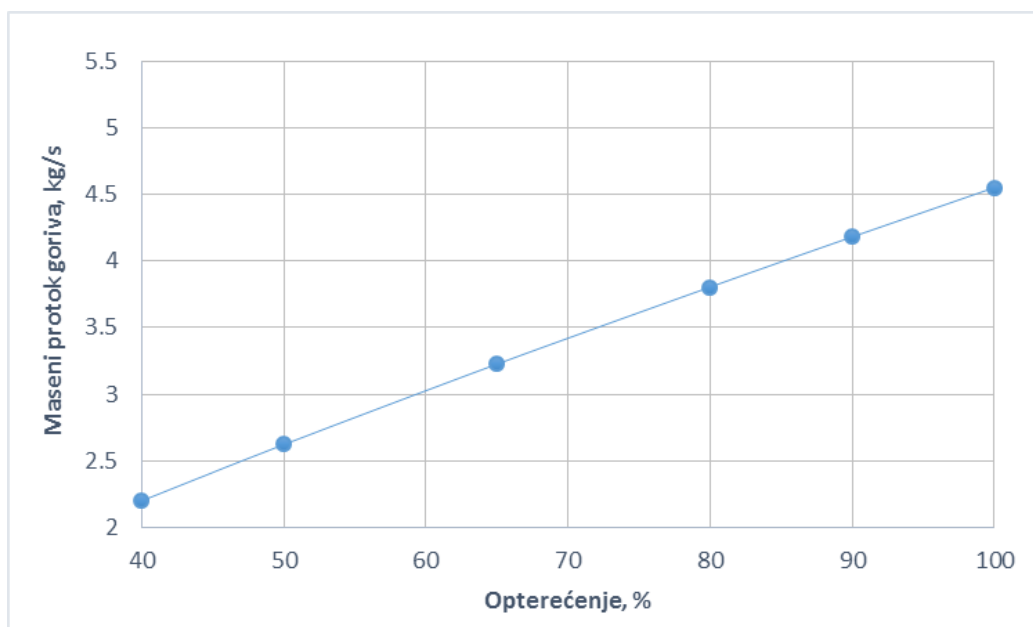
Tablica 12. Ovisnost masenog protoka goriva o promjeni opterećenja

Opterećenje, %	Maseni protok goriva, kg/s		
	Osnovni model	Model s izmjenjivačem	Model s ubrizgavanjem vode
100	5.128	4.552	5.618
90	4.697	4.182	5.133
80	4.259	3.805	4.639
65	3.587	3.226	3.881
50	2.891	2.622	3.093
40	2.408	2.200	2.546

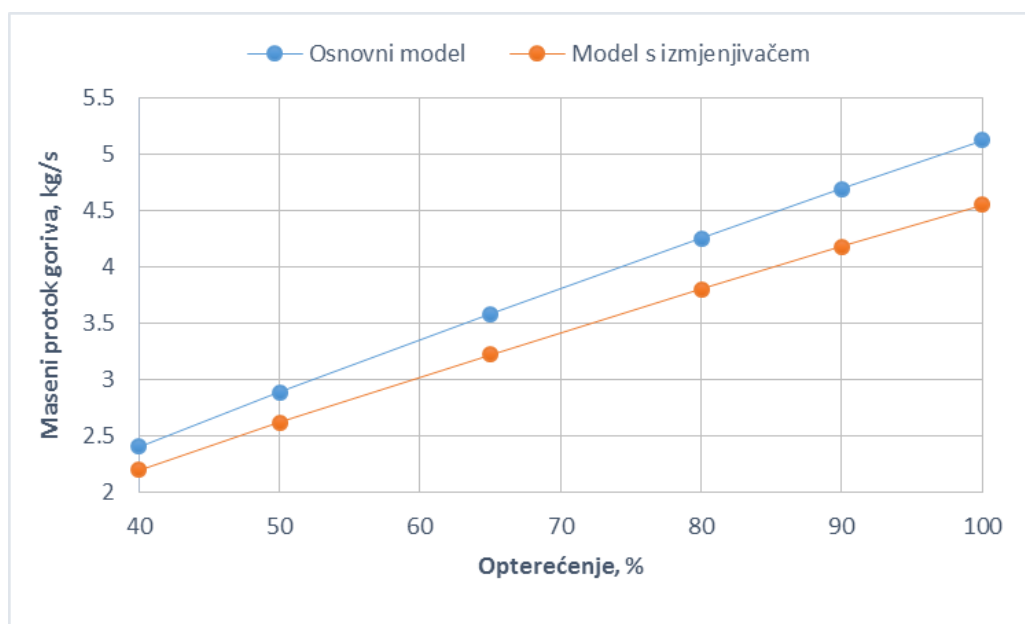


Slika 52. Promjena masenog protoka goriva osnovnog modela s promjenom opterećenja

Model s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova ima manji maseni protok goriva zbog zagrijavanja zraka otpadnom toplinom te također opada smanjenjem opterećenja. Odnos smanjenja masenog protoka je približno isti kao kod osnovnog modela uz neznatno veće vrijednosti kod izmjenjivača.



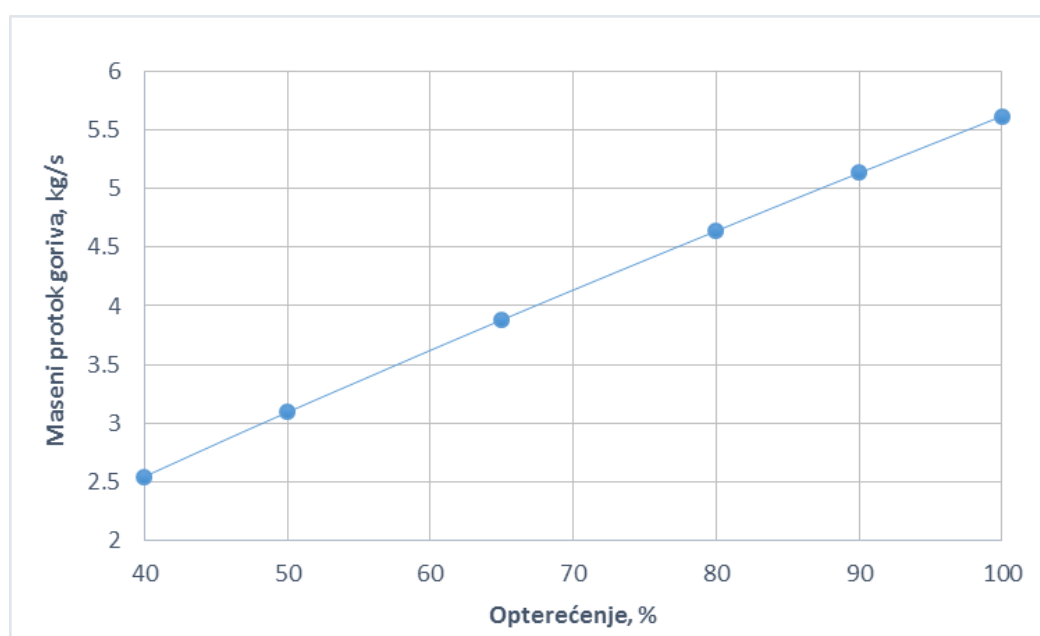
Slika 53. Promjena masenog protoka goriva modela s izmjenjivačem otpadne topline s promjenom opterećenja



Slika 54. Usporedba masenog protoka goriva osnovnog modela i modela s izmjenjivačem s promjenom opterećenja

Usporedbom oba modela na istom dijagramu (Slika 54.), a uzimajući u obzir i veću temperaturu zraka na ulazu u komoru izgaranja (Slika 48.) uočava se primjetna razlika masenih protoka goriva. Uz konstantnu neto snagu na električnom generatoru $P_{gen} = 100$ MW, te naravno istu donju ogrjevnju vrijednost H_d zbog jednakog sastava plinskog goriva, a pozivajući se na jednadžbu (1.4.), jedina vrijednost koja direktno utječe na termodinamičku iskoristivost postrojenja je upravo maseni protok goriva $q_{m,g}$. Iz tog je razloga kod modela s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova termodinamička iskoristivost veća nego kod osnovnog modela za približno 5 %.

Ubrizgavanje vode u dimne plinove zahtijeva povećanje protoka goriva te je najveća vrijednost masenog protoka goriva upravo u ovom modelu.



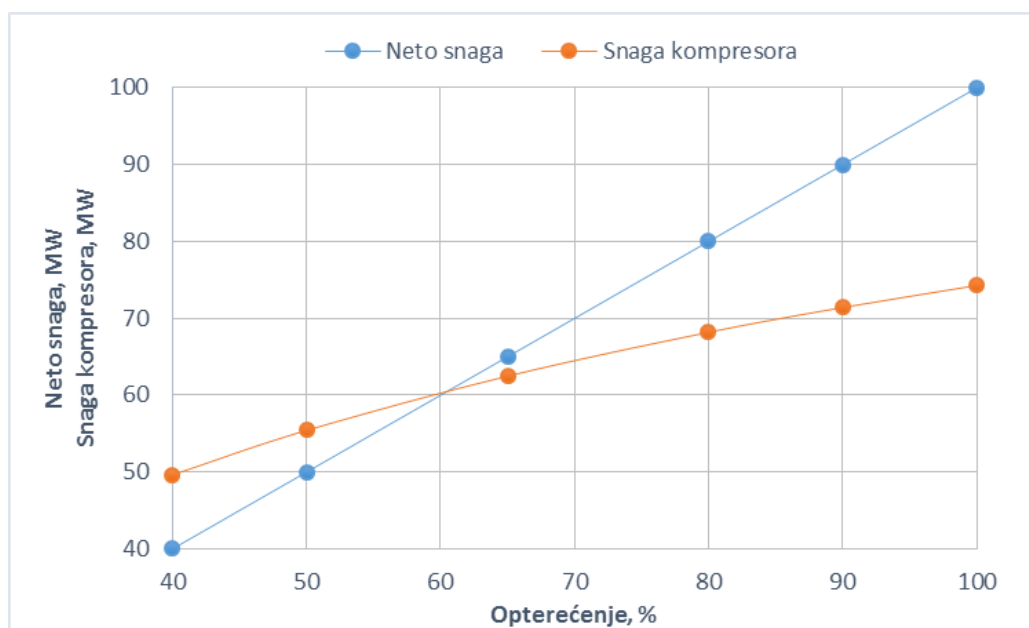
Slika 55. Promjena masenog protoka goriva modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja

4.8. Usporedba neto snage na električnom generatoru i snage kompresora s promjenom opterećenja

Ovisno o opterećenju mijenja se i snaga potrebna za pogon kompresora. Smanjenjem opterećenja snaga kompresora također opada, ali u puno manjem omjeru od neto snage na električnom generatoru. Drugim riječima, u jednom trenutku snaga kompresora veća je od neto snage na električnom generatoru.

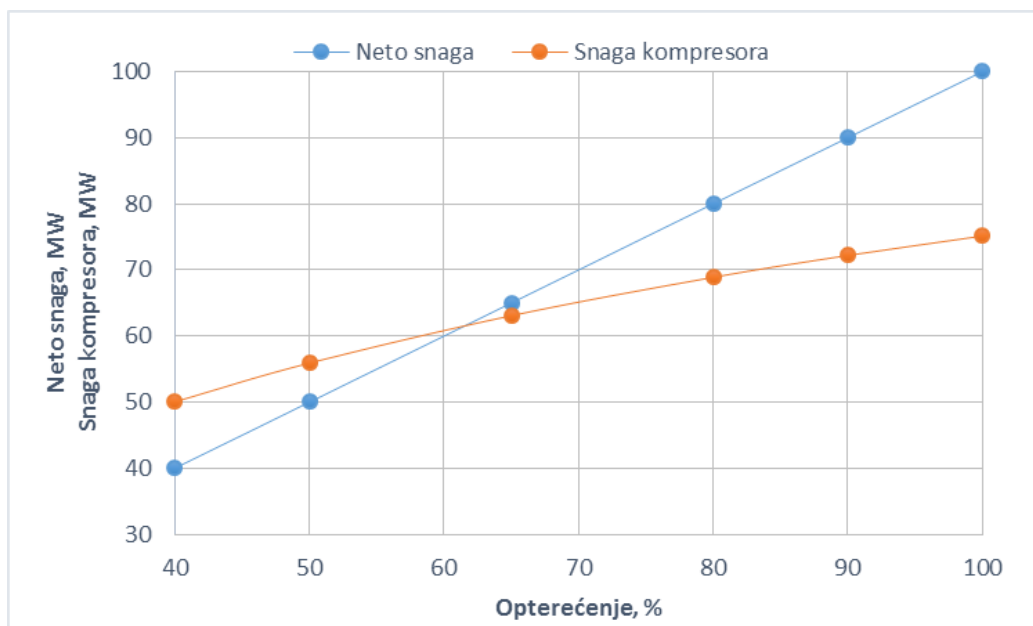
Tablica 13. Ovisnost neto snage na generatoru i snage kompresora o promjeni opterećenja

		Snaga kompresora, MW	
Opterećenje, %	Neto snaga na generatoru, MW	Osnovni model	Model s izmjenjivačem
100	100	74.28	75.132
90	90	71.412	72.184
80	80	68.182	68.878
65	65	62.487	63.075
50	50	55.422	55.904
40	40	49.637	50.045

**Slika 56. Usporedba neto snage na generatoru i snage kompresora osnovnog modela s promjenom opterećenja**

Promatrajući dijagram usporedbe neto snage na generatoru i snage kompresora (Slika 56.) uočava se da na 60 % opterećenja snaga kompresora dosegne vrijednost neto snage na električnom generatoru. Daljnjim snižavanjem opterećenja snaga kompresora je veća od neto snage turbine. Takav odnos snaga snižava termodinamičku iskoristivost postrojenja.

Kod modela s izmjenjivačem taj odnos je praktički jednak, a to je logično jer se maseni protok zraka i tlak kompresije razlikuju u vrlo malim vrijednostima u usporedbi s osnovnim modelom.

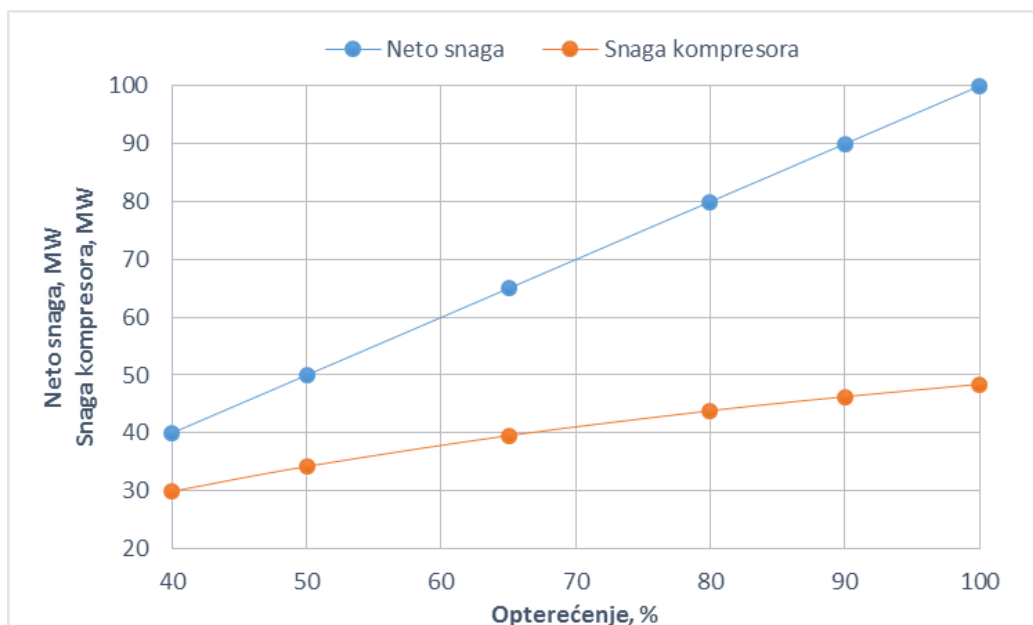


Slika 57. Usporedba neto snage na generatoru i snage kompresora modela s izmjenjivačem s promjenom opterećenja

Model s ubrizgavanjem vode ima puno manju potrošnju snage kompresora zbog ubrizgavanja vode za hlađenje. U promatranim opterećenjima kod ovoga modela snaga kompresora ne prelazi vrijednost neto snage na generatoru.

Tablica 14. Ovisnost neto snage na generatoru i snage kompresora modela s ubrizgavanjem vode o promjeni opterećenja

Opterećenje, %	Neto snaga na generatoru, MW	Snaga kompresora, MW
100	100	48.43
90	90	46.283
80	80	43.851
65	65	39.545
50	50	34.216
40	40	29.9



Slika 58. Usporedba neto snage na generatoru i snage kompresora modela s ubrizgavanjem vode s promjenom opterećenja

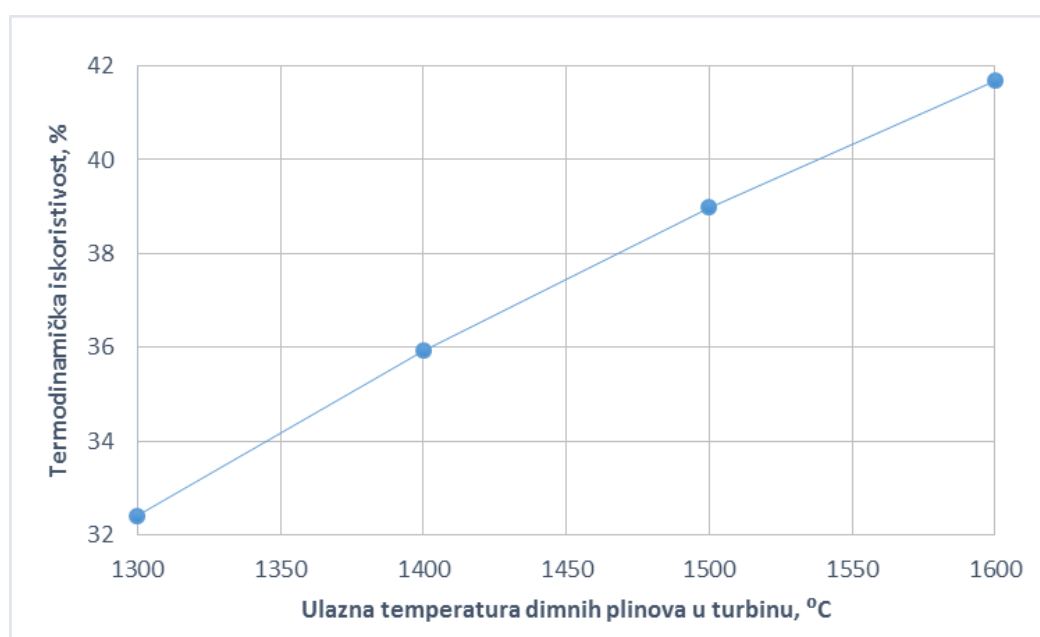
4.9. Promjena termodinamičke iskoristivosti s promjenom temperature dimnih plinova

Termodinamička iskoristivost je ovisna o ulaznoj i izlaznoj temperaturi dimnih plinova u turbinu. U cijelom radu su se analizirale vrijednosti parametara pri fiksnim vrijednostima temperatura dimnih plinova. Ovo poglavlje će obraditi utjecaj promjene temperature na iskoristivost samo za osnovni model pri maksimalnom opterećenju.

Tablica 15. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela o promjeni ulazne temperature dimnih plinova

Ulazna temperatura dimnih plinova, °C	Termodinamička iskoristivost, %
1600	41.68
1500	38.99
1400	35.93
1300	32.42

Ako dimni plinovi ulaze s višom temperaturom, za istu snagu turbine od 100 MW potrebna je manja količina goriva zbog manje količine zraka za hlađenje, a time i manjeg prethodnog zraka. To dovodi do porasta termodinamičke iskoristivosti. Pri porastu ulazne temperature raste i tlak kompresije. Porastom tlaka kompresije raste i temperatura kompresije što znači da zrak ulazi u komoru izgaranja s većom temperaturom. Važno je napomenuti kako je izlazna temperatura dimnih plinova ostala fiksna na 750 °C. Kako je već objašnjeno, maksimalna temperatura s kojom dimni plinovi ulaze u turbinu je 1600 °C što ovisi o materijalima u postrojenju. U većini slučajeva vrijednosti su niže, a analiziran je utjecaj temperature od 1300 do 1600 °C.

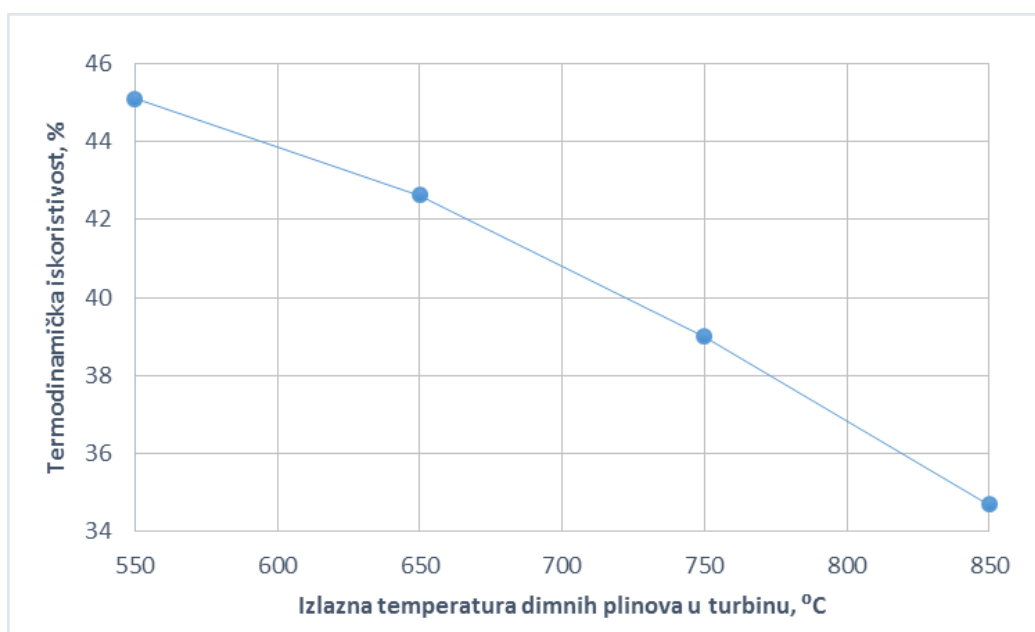


Slika 59. Promjena termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela s promjenom ulazne temperature dimnih plinova

Kod promjene izlazne temperature dimnih plinova odnos je obrnuto proporcionalan. Porastom izlazne temperature, termodinamička iskoristivost opada. Taj pad je nužan jer pri višoj temperaturi u okoliš se bacaju dimni plinovi povećanog toplinskog toka što znači i veći gubitak topline u postrojenju. Analizirana je promjena pri fiksnoj vrijednosti ulazne temperature od 1500 °C. U praksi, te dvije vrijednosti se mijenjaju usporedno, ali u simulaciji je promjena promatrana pri fiksnim vrijednostima kako bi se detaljnije razmotrio utjecaj jednog parametra. Pri nižim izlaznim temperaturama dimnih plinova tlak kompresije je veći. *Controller* je programiran s negativnom karakteristikom što znači da porast temperature uzrokuje pad tlaka kompresije i obrnuto, pad temperature uzrokuje porast tlaka kompresije.

Tablica 16. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela o promjeni izlazne temperature dimnih plinova

Izlazna temperatura dimnih plinova, °C	Termodinamička iskoristivost, %
850	34.69
750	38.99
650	42.63
550	45.11



Slika 60. Promjena termodinamičke iskoristivosti osnovnog modela s promjenom izlazne temperature dimnih plinova

5. ZAKLJUČAK

Zadatak ovog završnog rada bio je napraviti osnovni model plinskoturbinskog postrojenja koristeći programski paket *EBSILON Professional* te provesti više uobičajenih metoda poboljšanja termodinamičke iskoristivosti takvog postrojenja. Napravljena je analiza svih relevantnih parametara u karakterističnim točkama procesa te kako se ponašaju s promjenom opterećenja. Također, analizirana su i dva dodatna matematička modela te je pokazano kako određene promjene parametara utječu na termodinamičku iskoristivost.

Prvi od njih je model s izmjenjivačem otpadne topline dimnih plinova u kojem je pokazano kako zagrijavanje zraka prije ulaska u komoru izgaranja znatno povećava termodinamičku iskoristivost postrojenja. U drugom modelu se poprilično smanjila snaga kompresora upotrebom vode za hlađenje dimnih plinova umjesto zraka. U konačnici, to je smanjilo termodinamičku iskoristivost, ali je zanimljiv primjer sa stajališta upotrebe drugih medija za hlađenje te samim time smanjenje snage kompresora koja troši značajan dio neto snage turbine. Ovaj model zahtijeva puno dublju analizu kako bi se pronašao način da se smanjena snaga kompresora iskoristi za povećanje termodinamičke iskoristivosti, a ne njezino smanjenje. Prvenstveno je potrebna analiza sastava dimnih plinova s povećanim udjelom vodene pare.

Simulacija je pokazala kako promjena okolišne temperature također utječe na termodinamičku iskoristivost postrojenja. Pri nižim temperaturama iskoristivost je veća zbog veće gustoće zraka te se troši manje snage na kompresoru zbog te činjenice.

Dokazano je da promjena temperature dimnih plinova direktno utječe na termodinamičku iskoristivost. Viša ulazna temperatura, a niža izlazna temperatura povećavaju iskoristivost dok niža ulazna temperatura, a viša izlazna temperatura smanjuju iskoristivost postrojenja. Izlazna temperatura dimnih plinova direktno utječe na gubitak topline u sustavu, dok ulazna temperatura dimnih plinova određuje koliko goriva i zraka je potrebno za pogon plinske turbine.

Modeli su se analizirali pri različitim opterećenjima, od maksimalnog do najmanjeg promatranog od 40 %. Ponašanje parametara pri različitim opterećenjima je očekivano te termodinamička iskoristivost opada smanjenjem opterećenja.

EBSILON Professional se pokazao kao vrlo pouzdan programski paket u kojemu se parametri i režimi rada mogu mijenjati proizvoljno. Simboli i prikazi komponenata su intuitivni i grafički jednostavni za upotrebu, a dijagrami koji se mogu izvući iz simulacije su vrlo jasno prikazani. Upotreba dodatnih profila za smanjena opterećenja (*off design mode*) jasno odvajaju

simulaciju pri maksimalnom opterećenju (*design mode*) te simulacije za smanjena opterećenja. Zaključno se može reći da se u *EBSILON*-u mogu projektirati nova postrojenja, a može se promatrati i simulacija postojećih postrojenja.

LITERATURA

- [1] Termoenergetska postrojenja - skripta s predavanja, 2017.
- [2] Projektiranje energetske postrojenja – skripta s predavanja, 2017.
- [3] Slika preuzeta 10.8.2017. s [<https://basicmechanicalengineering.com/gas-turbine-power-plant-with-regeneration-reheat-intercooling/>]
- [4] Galović, A. *Termodinamika I*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013.
- [5] Miller, J. *Parne i plinske turbine I*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1955.
- [6] Miller, J. *Parne i plinske turbine II*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1965.
- [7] Slika preuzeta 12.8.2017. s [<http://www.croenergo.eu/Alstom-predstavio-unaprijedjenu-verziju-plinske-turbine-GT13E2-5649.aspx>]
- [8] "Hrvatska enciklopedija", Leksikografski zavod Miroslav Krleža, www.enciklopedija.hr, 2016. [<http://www.enciklopedija.hr/Natuknica.aspx?ID=48744>]
- [9] Paul Breeze, *Gas-Turbine Power Generation*, ACADEMIC PRESS, 2016.
- [10] Galović, A. *Termodinamika II*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2014.
- [11] EBSILON Professional [https://www.steag-systemtechnologies.com/ebsilon_professional+M52087573ab0.html]
- [12] Slika preuzeta 18.8.2017. s [http://www.wikiwand.com/de/EBSILON_Professional]
- [13] <http://www.mhps.com/en/news/20140605.html> (pristup stranici 15.9.2017.)
- [14] Balatinec, L. *Matematički model bloka K u TETO Zagreb*, Završni rad, 2017.

PRILOZI

I. CD-R disc